日 機 連１５標 準 化－１

平 成 １５ 年 度
空気圧機器の特性表示方法と試験方法の規格化
に関する調査研究報告書

平 成 １６ 年 ３ 月

社団法人 日 本 機 械 工 業 連 合 会
社団法人日本フルードパワー工業会

序

わが国では、標準化の重要性は以前から十分認識されており、特に機械工業においてはきわめて精巧な規格が制定されてきています。中にはわが国独自で制定した規格もあり、経済の国際化が進むにつれて、世界的規模で規格の国際共通化のニーズが高まるにつれ、国際化の視点での見直しを行う必要が高まつて参りました。このため当会では通商産業省(現経済産業省)の委託を受けて、機械工業に係わる国内規格の国際規格との整合化事業に取り組んで参りました。

近年、国際標準にも新しい動きが起こり、製品を中心とした規格に加え、品質や環境などをはじめとするマネジメントに係わる規格が制定されるようになってきております。当会においてもこの動きに対応し、機械安全、環境保全など機械工業におけるマネジメントにかかわる規格や、機械工業横断的な規格についての取り組みを強化しているところであります。

具体的には、国内規格と世界標準との整合を目指した諸活動、機械安全規格整備とリスクアセスメント実施のガイド作成、各専門分野の機関・団体の協力における機種別・課題別標準化の推進などであります。これらの事業成果は、日本発の国際規格への提案や国際規格と整合した日本工業規格(ＪＩＳ)、団体規格の早期制定などとなつて実を結ぶものであります。

こうした背景に鑑み、当会では機械工業の標準化推進のテーマの一つとして社団法人日本フルードパワー工業会に「空気圧機器の特性表示方法と試験方法の規格化に関する調査研究」を調査委託いたしました。本報告書は、この研究成果であり、関係各位のご参考に寄与すれば幸甚であります。

平成１６年３月

社団法人　日本機械工業連合会
会　長　相川賢太郎

序

本調査研究事業は、社団法人 日本機械工業連合会を経由して日本小型自動車振興会から機械振興資金の補助を得て弊会が実施したものであります。

空気圧機器・システムは圧縮された空気により動作し、安価で手軽なことから様々な産業分野において広く利用されています。システムの設計段階において、その特性を見積もるためには空気圧機器の特性表示法や試験法が明らかになっていなければなりません。

この必要性に鑑み、弊会では平成１４年度から「空気圧機器の特性表示方法と試験方法の規格化に関する調査研究」をテーマに調査研究を行っている．空気圧機器・システムはエネルギー効率が悪いと言う欠点はありますが、省エネルギーのためには空気圧機器の特性が適切に表示されていなければユーザにとって便利なものとは言えません。さらに空気圧システムは、圧縮性流体であるため、その動作が離散的となり、使用パターンが多岐に渡るころから、一般のシステム設計者が省エネ効率を正確に判定することは現状では困難であります。したがって、空気圧機器の動作を支配する流量特性の表示モデルが必要となります。そこで空気圧システムの最適化設計のためにも機器の流量特性の表示ならびに試験法を明らかにすることは、空気圧機器業界の発展にとって喫緊の課題であります。そこで、弊会は、平成１４年度調査研究事業を継続して、空気圧機器の特性表示方法と試験方法の規格化を目指し、２カ年に亘り本テーマに取り組んでまいりました。まだ、いくつかの解決すべき課題は残されていますが、規格化のための重要な部分については十分な成果が得られたものと考えます。

2003 年 9 月にミルウォーキーで開催されたＩＳＯ/ＴＣ１３１（フルードパワー関連規格）会議にて、２ヵ年に亘る調査研究の成果のプレゼンテーションを行うとともに、現ＩＳＯ ６３５８（流量測定法）規格の改定を提案したところ今後、正式に分科会が設置され議論されることとなりました。このように調査研究事業の成果が、日本発のＩＳＯ規格として制定されることが現実のものとなり、本テーマを実施したことは、非常に有意義でかつ、時宜を得たものであったと考えております。本報告書に示された結果はまだ完全なものとは言えませんが、今後の空気圧機器業界はもとより、ユーザ業界に寄与するところ大であると確信しております。

本調査研究の実施にあたっては、経済産業省ご当局並びに社団法人日本機械工業連合会の適切なご指導と関係各位のご尽力、ご協力の賜物と心より感謝する次第であります。
また、本事業遂行に多大のご努力を頂いた大学及び委員各位に感謝の意を表します。

平成１６年３月

社団法人 日本フルードパワー工業会
会　長　　江　木　正　夫

事 業 運 営 組 織

「空気圧機器の特性表示方法と試験方法の規格化に関する調査研究」委員会名簿

	氏 名	会 社 名	所属部署・役職
委員長	香川 利春	東京工業大学	精密工学研究所教授・工学博士
副委員長	黒下 清志	沼津工業高等専門学校	機械工学科教授・工学博士
副委員長	寺島 幸雄	日本工業大学	機械工学科助教授・工学博士
主 査	小根山尚武	ＳＭＣ（株）	技術研究部課長
委 員	高橋 隆通	甲南電機（株)	技術部参事
委 員	長岐 忠則	クロダニューマティクス（株）	技術部商品企画グループ専任部長
委 員	最上 敏博	ＣＫＤ（株）	生産本部品質保証統轄部部長
委 員	関口 泰司	（株）コガネイ	開発本部開発企画室室長
委 員	張 護平	ＳＭＣ（株）	技術研究部主任・工学博士
委 員	押木 謙一	ＴＡＣＯ（株）	ＴＳＵ課長
委 員	両角 忠幸	（株）日本ピスコ	伊那第一工場品質保証部部長
委 員	島田 晴示	ニッタ・ムアー（株）	技術課課長
委 員	中島 博美	太陽鉄工（株）	空気圧機器事業部技術部技術課次長
委 員	赤司 正明	テンコーポレーション（株）	技術顧問
委 員	長谷川 務	トヨタ自動車（株）	メカトロシステム部第２開発Ｇｒ．担当員
委 員	蔡 茂 林	東京工業大学	精密工学研究所香川研究室・工学博士
委 員	王 涛	東京工業大学	精密工学研究所香川・川嶋研究室
事務局	三浦 吉成	（社）日本ﾌﾙｰﾄﾞﾊﾟﾜｰ工業会	第１技術部・部長

目　　次

序
序
事業運営組織
調査研究の概要 …… 1
1. 事業の背景と目的 …… 1
2. 事業の内容 …… 1
はじめに …… 2

第１章　拡張表示式に対応する等温化放出法試験方法の開発 …… 3
1.1　等温化放出試験方法の基本原理 …… 3
1.2　等温化圧力容器 …… 4
1.3　等温化放出試験の初期圧力と等温化圧力容器容積の選択 …… 6
1.4　試験手順 …… 7
1.5　流量特性の求め方 …… 7
1.6　試験結果 …… 9

第 2 章　拡張表示式に対応する真空充填法試験方法の改良 …… 34
2.1　基礎式 …… 34
2.2　試験装置および試験方法 …… 36
2.3　試験結果 …… 37
2.4　まとめ …… 38

第３章　小径接続機器・管継手の流量特性試験 …… 45
3.1　インライン試験と大気排気試験の装置と試験方法 …… 45
3.2　特性計算式 …… 45
3.3　小径接続機器の試験結果 …… 46
3.4　管継手の試験結果 …… 46
3.5　まとめ …… 57

第４章　流量法試験方法の改良 …… 59
4.1　ハイブリッド流量特性試験方法 …… 59
4.2　ISO 6358rev-4 対応放出法の流量特性計算法 …… 73
4.3　まとめ …… 79

第５章　等温化タンクの開発 …… 80
5.1　等温化タンクの製作 …… 80
5.2　等温化タンクの性能試験 …… 81
5.3　今後の課題 …… 82

第 6 章　ISO への提案・・・

調 査 研 究 の 概 要

1.事業の背景と目的

油圧・空気圧などの流体エネルギーを機械仕事に変換するシステムでは、流体の流量や圧力を精細に制御している。近年パワーエレクトロニクスによる制御の進歩が目覚ましく、油空圧分野の一部までカバーするようになり油空圧産業も電動化による浸食を受けるようになってきた。油空圧がさらに利用されるためには、従来より一段と精密な流量（圧力）の制御を行いシステムの性能を高めることが、必須の課題である。本事業は、とくに特性が複雑な空気の流量特性の試験方法及び表示方法について、新しく高度なレベルで規格化するために調査研究を行うものである。過去に要素機器の流量特性表示法や試験方法に関して高いレベルでの検討は行われていない。

したがって、現在はユーザーがシステムを設計する際に機器選定の指針となる”使えるデータベース“の情報提供が十分でない状況にある。この点については空気圧機器に関するＩＳＯも同様で、個別機器の規格には、例えば「供給者の提出する資料は、使用者の個々の用途に対する最適な機器の選定に役立つものでなければならない」と顧客満足を重視した要求事項を規定しているのみである。そこで、ＩＳＯ６３５８（空気圧機器の流量試験方法）の基本概念に則りながら、電磁弁、速度制御弁、管継手及びシリンダなどの機器を接続して構成される空気圧システムの要求性能に対し、統一された基準に基づく特性表示法により各機器の最適な機種の選定を可能にする技術基準を確立する。また、ユーザーに対して”使えるデータベース”を提供するとともにＪＩＳ及びＩＳＯの改正･制定時に反映させることができる諸データを整備する。

2.事業の内容

平成１５年度は､下記要素機器について特性表示方法と試験方法に関する調査研究(試験を含む）を行うとともに、平成１４年度に行った基礎事項に関する調査研究の成果を基に追加試験と解析を実施し､特性表示方法と試験方法の技術基準（ＩＳＯ提案原稿）を作成する。

(1)流量法試験方法の確立

①全ての機器を対象とする入口出口接続試験と大気放出試験の整合試験法

②小径接続機器及び管継手用の基準継手と圧力測定管の仕様

(2)代替試験方法の確立

①全ての機器を対象とする放出法試験方法　②充填法試験方法　③等温化装置の仕様

(3)全ての機器の流量特性把握

①非楕円特性の著しい消音器や速度制御弁などの構造解析

②管継手、チューブ、急速排気弁などすべての機器の流量特性試験

(4)特性表示方法の確立

①拡張表示式の適用基準　　②システム特性計算のガイダンス

(5)規格提案の準備

①FLUCOME'03 などへ論文発表　　②各国の ISO 委員・工業会へ情報開示

はじめに

空気圧システムの動特性を把握するためには、その構成要素の特性がモデル化され、求められている必要がある。空気圧システムの作動流体すなわち空気は、作動する圧力、温度によってその密度を変化させるため、一般的にはモデル化は容易ではない。水や油などの非圧縮性流体では Cv 値によって制御弁、ガバナ等の要素特性はモデル化されている。

しかしながら、空気圧システムにおいては、そのモデル化は容易ではない。一方、産業界では、空気圧システムはクリーン、簡便なアクチュエータなどとして広く用いられている。とくに最近では電子産業における駆動要素として、小型のアクチュエータや制御弁が多用されている。相対的に機器が小型化する場合には粘性の影響が顕著となり、圧縮性の影響の考慮も必要となる。

特性のモデル化と共に、それらの特性の試験法が重要である。すでに ISO ならびに JIS において特性試験法が定められているが、実際にこの試験を行う場合には、かなりの時間と工数を必要とされる．本提案の試験方法はこれらの問題点を解決するべく、考えられている。内容としては、多岐にわたるが、大きく分類すれば、2 つに分けられる。1 つは流量をより正確に表示する拡張表示式の提案であり、もう一つは圧力応答による試験法の提案である。この圧力応答の試験には等温化圧力容器から空気を放出させる方法と、真空充填法により流量特性を求める 2 つより構成される。どちらの場合も圧力の応答はきわめて短時間で終了するため、実用価値の高い方法と言える。

従来 JIS の放出法による有効断面積の測定が一般の空気圧機器の特性表示、試験に用いられてきたが、流量特性の表示が C と b の表示に改められ、臨界圧力比の変化も考慮する流量式に変わったものの、実際面での簡便性などの不十分さなどにより、一般的に用いられ易いとは言えない面もあった。本試験方法の提案により、モデル化の精度においても、また実用面においても格段の改善が図られ、まさに溜飲が下がる試験方法と言える。

本試験方法が実際面で多く用いられ、さらに進化することを期待する。

第１章　拡張表示式に対応する等温化放出試験方法の開発

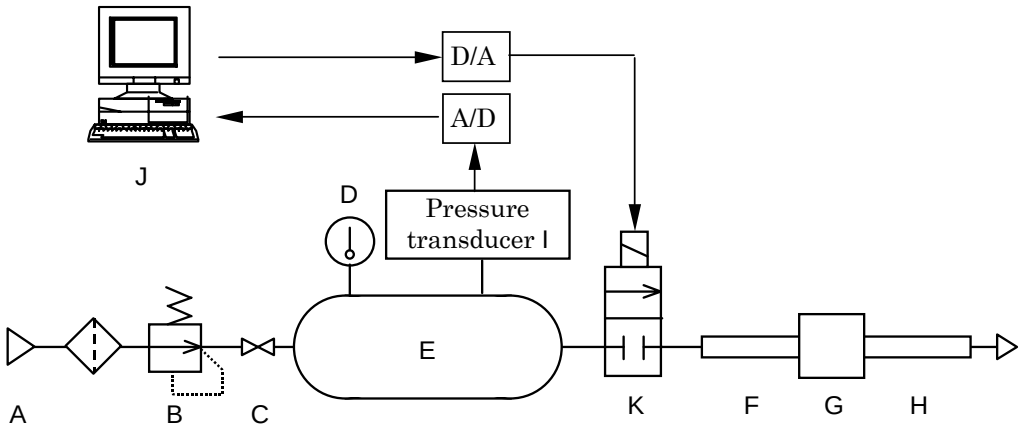
本章では、まず等温化放出試験方法の基本原理を説明し、等温化圧力容器基本仕様の確立を行うため、容器の大きさ、充填材及び等温化確認試験を行う。次に、等温化放出法による流量拡張表示式を利用して異なった種類の空気圧機器（電磁弁、サイレンサ、ノズル、速度制御弁等）の流量特性を測定する。

1.1　等温化放出試験方法の基本原理

1.1.1　等温化放出試験方法

等温化放出法は、静的流量特性を逐一計測する測定方法の代替試験方法として、容器内圧力応答から空気圧機器の流量特性を測定する方法であり、空気消費が少なく、測定時間が短く、流量計が不要という利点がある。この方法では容器内の温度変化を等温に保てる等温化圧力容器を利用し、空気圧機器を通じて容器から大気へ圧縮空気を放出する時の容器内圧力応答を微分することによって放出過程における瞬時流量を算出し、空気圧機器の流量特性を求める。

1.1.2　計測装置の配置図と圧力応答曲線



A：空気圧源　B：圧力制御機器　C：遮断弁　D：温度計　E：等温化圧力容器　F：上流整流管
G：供試機器　H：下流整流管　I：圧力センサー　J：AD/DA ボード付きパソコン　K：切換弁

図 1.1　等温化圧力容器を用いた放出法による空気圧機器の流量特性の試験回路

図 1.2　等温化放出法の実験装置と操作画面

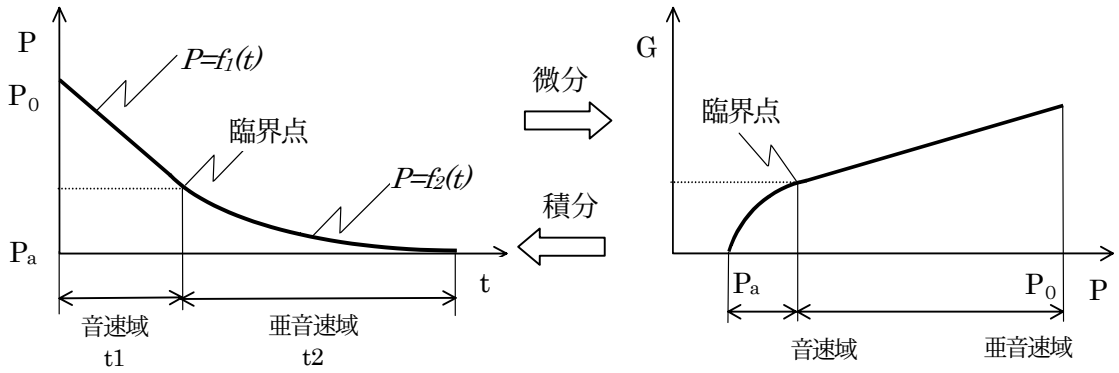


図 1.3　容器内圧力変化と流出流量の関係

試験装置の構成を図 1.1 に示す。図 1.2 に試験装置の主要部の写真とコンピュータ操作画面を示す。試験装置は、等温化圧力容器 E、切換弁 K、上流整流管 F、供試機器 G、下流整流管 H などから構成されている。放出時に上流側の空気供給が遮断されたため、供試機器を通過する瞬時流量は容器から流出流量となり、容器内の気体状態方程式より等温状態とし次式で求める。

$$G = \frac{V}{R\theta}\frac{\mathrm{d}P}{\mathrm{d}t} \qquad (1)$$

放出時の圧力応答と流量との微分関係を図 1.3 に示す。瞬時流量が圧力の微分より求められる。圧力－流量特性図より供試機器の流量特性は流量計算式により求められる。

1.2　等温化圧力容器

等温化圧力容器は、通常の容器に極細な金属線を封入することで伝熱面積を増大させ、容器へ充填・放出する時容器内空気の状態変化をほぼ等温に近づけるものである。

1.2.1　等温化圧力容器の種類

容器の充填材は、線径 50μm の銅線を使用し、熱伝導率が容器内の空気に比べ十分大きくなる。伝熱面積と容器の有効容積の両方を考えて、充填材の体積と容器の容積の容積比は 0.06 とする。

表１.1　等温化圧力容器

	容積 [L]	銅線の充填量 [kg]	有効容積 [L]
チャンバ 1	0.5	0.208	0.53
チャンバ 2	1	0.416	1.03
チャンバ 3	2	0.833	2.01
チャンバ 4	5	2.082	4.96
チャンバ 5	10	4.164	9.88

1.2.2　等温性確認試験方法

図 1.1 の試験回路においてストップ法という計測方法を用いて容器内の平均温度を測定する。ある時刻で電磁弁を閉じることにより放出を止め、その直後の容器内の圧力Pを測定する。時間が十分経過した後容器内の平均温度は室温に回復し、これに伴い圧力も変化し整定する。放出終了直後の圧力P、整定した圧力$P_{f\infty}$と室温θaによりシャルル法則を利用すれば、次式で放出を止めた時点の容器内の平均温度$\bar{\theta}$が算出できる。

$$\bar{\theta} = \frac{P}{P_{f\infty}}\theta_a \qquad (2)$$

平均温度を測ろうとする時刻で上述したストップ法を用いて実験を行い、これを繰り返せば放出途中での容器内平均温度の応答が得られる。

放出の開始・停止は電磁弁によって行う。等温化圧力容器は表１に示した５種類を用いる。容器の容積に応じて口径の異なる電磁弁を用い、容器初期圧力の 0.5MPa から大気圧までの放出時間が７～10 秒の範囲内あるよう電磁弁の選定を行う。

1.2.3　試験結果

放出実験における圧力応答および 0.5 秒ずつ経過した容器内の温度変化を図 1.5、図 1.6 および図 1.7 に示す。

1.2.4　等温性の確認

図 1.5、図 1.6 および図 1.7 に示すように、最大温度降下は最大 1.5℃である。これは流量に与える誤差が 1%であるので、等温化圧力容器では温度降下が十分小さく、等温と仮定することができる。

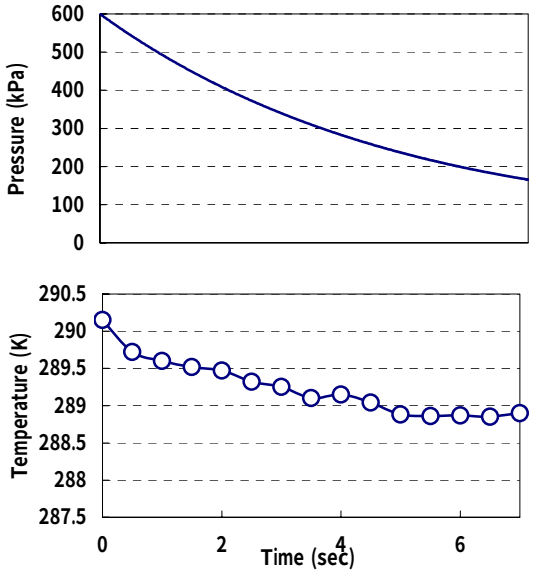


図 1.5　V=1.026L の場合

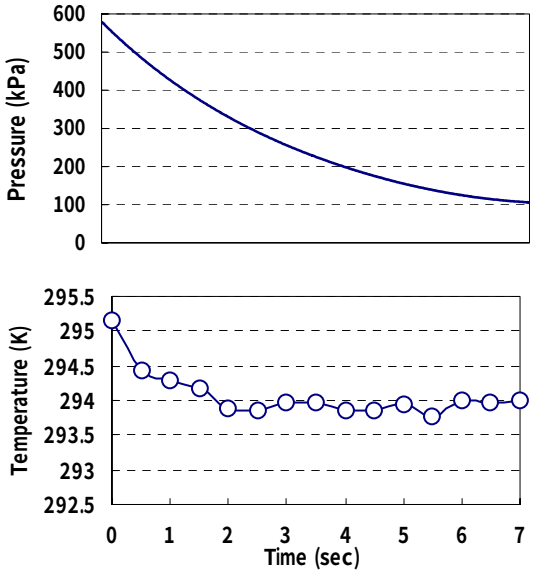


図 1.6　V=4.96L の場合

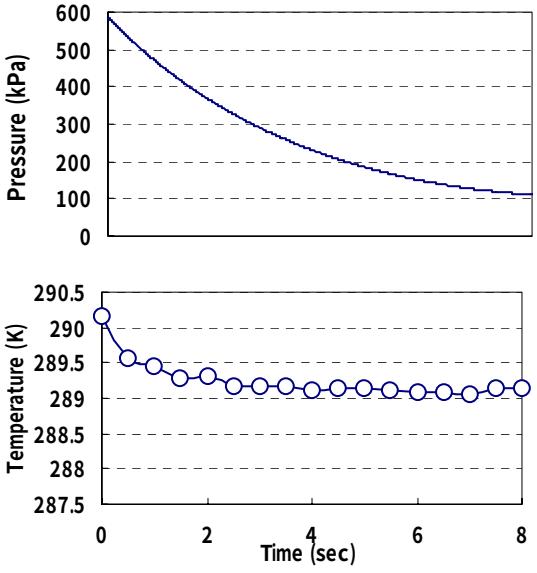


図 1.7　V=9.88L の場合

1.3．等温化放出試験の初期圧力と等温化圧力容器容積の選択

1.3.1　初期圧力の選択

初期圧力から最終圧力までの排気プロセスにおいて流れが音速域から亜音速域に変化することが望ましい。一般的に、電磁弁の場合は b 値が 0.2 以上のことが多い。したがって、電磁弁の流量特性を測定するとき、初期圧力 P_0>=0.1/0.2=0.5MPa（絶対）とすることが良い。消音器の b 値が 0.1～0.5 の間の場合が多いので、初期圧力 P_0 は 1.1MPa以上で最終圧力 0.3MPa以下で良い。速度制御弁の b 値が 0.06～0.3 の間の場合が多いので、初期圧力 P_0 は 1.8MPa以上で最終圧力 0.4MPa以下で良い。

1.3.2　容器容積の選択

圧縮空気放出時、完全的な等温の場合には容積がいくらでもいいが、実際の放出の時に温度を完全に一定にすることはできない。緩やかに放出する場合には温度の変化が少ないが、計測時間が長くなり、空気消費量も増加する。また、実験データにもノイズがのりやすい。急激に放出する場合には、温度が大きく降下する可能性がある。一般的に排気時間を 2～10 秒の範囲内に設定した方が良い。次の表に等温化圧力容器の容積と被試機器のサイズの関係を示す。

1.3.3　等温化容器を用いた放出法における容器容積と電磁弁サイズの関係

電磁弁の場合、b=0.4 に仮定し、圧力応答において容器内の空気の温度が完全に等温であると見なす。初期圧力を 0.5MPa(ゲージ)、最終圧力を 0.05MPa(ゲージ)とする。

表 1.2　放出時間 10 秒

容積 [L]	有効断面積 [mm²]	音速コンダクタンス [dm³/(s･bar)]	弁の例 (SMC)
1	1.575	0.315	SYJ3000
2	3.15	0.63	SYJ5000
5	7.875	1.575	SY5000
10	15.75	3.15	SY7000
20	31.5	6.3	SY9000
50	78.75	15.75	VFS5000
100	157.5	31.5	VFS6000

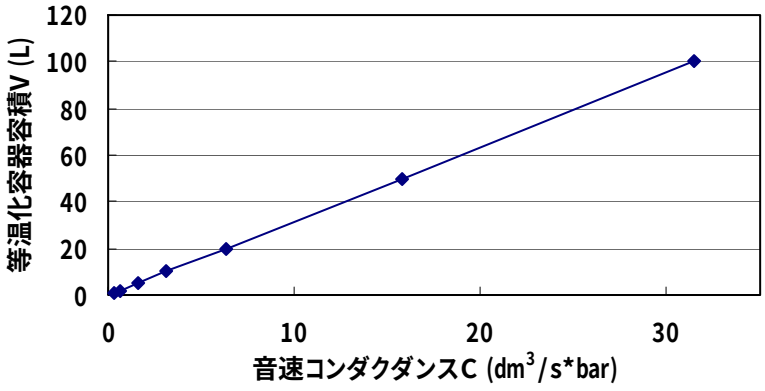


図 1.8　10 秒放出の場合

表 3　放出時間 5 秒

容積 [L]	有効断面積 [mm²]	音速コンダクタンス [dm³/(s･bar)]	弁の例 (SMC)
1	3.15	0.63	SYJ5000
2	6.3	1.26	VZS2000
5	15.75	3.15	SY7000
10	31.5	6.3	SY9000
20	60.3	12.6	VFR4000
50	157.5	31.5	VFS6000
100	315	63	VP3165

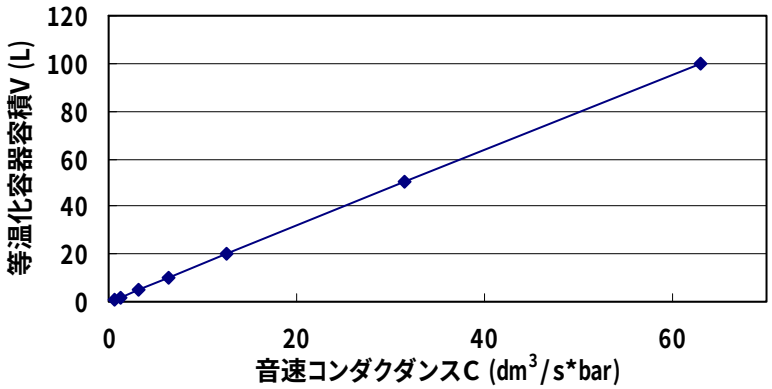


図 1.9　5 秒放出の場合

1.4　試験手順

図 1.1 の試験回路を用い、供試機器のサイズに応じて等温化圧力容器を選択し、次に述べる通りの手順で試験を行う。

1.4.1　大気圧P_0及び大気温度 θ を測定する。

1.4.2　等温化容器への充填圧力を 0.5MPa に設定する。

1.4.3　等温化容器へ充填し、容器内の圧力が安定してから、遮断弁を閉じる。

1.4.4　コンピュータの制御によって切換弁を開き、供試機器を通じて大気に排気させる。サンプリング時間を 0.01s とし、圧力応答をコンピュータに読込む。10 秒後に測定終了。読込まれた試験データをデータファイルに保存する。

1.5　流量特性の求め方

ISO により供試機器を通過する流量の表示式は下の二つの式で表される。

音速領域では

$$G = CP\rho_0\sqrt{\frac{\theta_0}{\theta}} \quad \left(\frac{P_a}{P} < b\right) \tag{3}$$

となる。

亜音速領域では

$$G = CP\rho_0\sqrt{\frac{\theta_0}{\theta}}\left(1-\left(\frac{\frac{P_a}{P}-b}{a-b}\right)^2\right)^n \quad \left(\frac{P_a}{P} \geq b\right) \tag{4}$$

となる。電磁弁の場合では a=1、n=0.5 とし、サイレンサとノズルの場合では a=1 とする。

放出する時に等温化圧力容器内の圧力は式(１)、(3)および(4)によって解ける。

音速の場合

$$P = P_0 e^{-\frac{t}{T_p}} = f_1(t) \qquad \text{ただし、} \quad T_p = \frac{V}{R\theta C\rho_0}\sqrt{\frac{\theta}{\theta_0}} \tag{5}$$

2)亜音速の場合（a と m の変化を考慮しない、ISO 楕円曲線が適用できる機器の場合）

a) b<0.5 のとき

$$P = \frac{(1-b)P_a}{1-2b}\cosh\left[\frac{1}{T_p}\frac{\sqrt{1-2b}}{1-b}\left\{t - T_p \ln\left(\frac{bP_0}{P_a}\right)\right\} + T_p \ln\left(\frac{1-\sqrt{1-2b}}{1+\sqrt{1-2b}}\right)\right] - \frac{bP_a}{1-2b} = f_2(t) \tag{6}$$

b) b=0.5 のとき

$$P = \frac{P_a}{T_p^2}\left\{t - T_p \ln\left(\frac{bP_0}{P_a}\right) - T_p\right\}^2 + P_a = f_2(t) \tag{7}$$

c) b>0.5 のとき

$$P = \frac{(1-b)P_a}{2b-1}\cos\left\{\frac{\sqrt{2b-1}}{1-b}\left(\frac{t}{T_p} - \ln\left(\frac{bP_0}{P_a}\right)\right) + 2\tan^{-1}\frac{1}{\sqrt{2b-1}}\right\} + \frac{bP_a}{2b-1} = f_2(t) \tag{8}$$

しがし、ISO 楕円曲線に近似しきれない機器には圧力の算出式の導出は困難である。

1.5.1 流量特性パラメータの算出方法

全ての機器に対応する拡張流量表示式には C、b 以外、a、m が加わるので、以下のような二つの算出方法が考えられる。

１）　圧力応答法

容器から空気放出の時、時間に対する容器内の離散値の圧力応答データがコンピュータによって測定される。a と m の変化を考慮しない場合には圧力の変化値も式から式の理論値に適用する。したがって、最小二乗原理による圧力の理論式の未知パラメータを推定することができる。具体的には、推定された C と b によって計算された圧力理論値と実験値の二乗誤差ととり、二乗誤差が最小になったときの C と b を同定値とする。圧力は亜音速の場合に表示が複雑であるので、最小二乗法を用いても計算量がかなり多く、計算精度が悪くなりそうである。さらに、mの算出ができない可能性がある。

２）P-Q 曲線法

等温化圧力容器より圧縮空気を放出する時の圧力応答を高精度センサによりコンピュータに読込む。生データにフィルタをかけた後、容器内の圧力と流出流量との関係式(1)を利用し、圧力応答の微分によって、流量の瞬時値が算出でき、図 1.3 のような P-Q 曲線を作成することができる。音速領域で C を次の方法による算出し、亜音速領域で b と m は簡単なパラメータ推定ツールであるソルバーを利用して算出できる。

以上より計算精度と計算しやすさを考慮し、C の算出は圧力応答法から求め、b とmの算出は P-Q 曲線法を利用して求める。

1.5.2 *C*、*b*、*m*、*a*の算出

第 7 章の ISO 規格原案 PART2 の 6.3 に示す。

1.6 試験結果

表 1.4～表 1.7 に示したのは等温化放出法を用いて 4 種類の供試機器の試験結果である。図 1.11～図１.57 に等温化圧力容器から放出することにより圧力応答と算出された流量特性を示す。図 1.58～図 1.61 に等温化放出法と ISO 大気排気法との実験結果の比較を示す。

表 1.4　電磁弁の試験仕様と試験結果

No.	メーカ	形式と接続口径	適用等温化容器 [L]	試験結果	
				C [dm^3/(s･bar)]	b
1	A 社	5 ポートパイロット形、1/4	10	2.540	0.134
2		5 ポートパイロット形、1/8	10	2.577	0.270
3		5 ポートパイロット形、1/4	10	4.237	0.188
4		3 ポートパイロット形、1/4	10	2.711	0.161
5		5 ポート直動形、1/4	10	2.532	0.106
6		2 ポート直動形、1/8	5	1.376	0.393
7		3 ポート直動形、1/8	5	0.765	0.253
8	B 社	5 ポートパイロット形、1/4	10	2.294	0.137
9		5 ポートパイロット形、1/8	5	1.440	0.061
10		5 ポートパイロット形、M5	2	0.386	0.213
11		5 ポートパイロット形、M5	1	0.201	0.092
12	C 社	5 ポートパイロット形、C8	10	3.213	0.210
13		5 ポートパイロット形、1/8	5	1.672	0.053
14		5 ポートパイロット形、M5	2	0.761	0.133
15		5 ポートパイロット形、M5	2	0.510	0.095
16		5 ポートパイロット形、1/4	2	0.4520	0.213

表 1.5　サイレンサの試験仕様と試験結果

No.	メーカ	形式と接続口径	適用等温化容器 (L)	試験結果		
				C (dm^3/s*bar)	b	m
1	A 社	C6	5	1.730	0.051	0.908
2		1/8	5	1.570	-0.052	0.593
3		1/8	5	1.620	0.059	1.144
4		M5	5	1.264	0.324	0.516
5		C6	5	1.606	-0.044	0.594
6	B 社	1/4	10	2.525	0.010	0.611
7	C 社	1/4	10	3.033	0.327	0.557
8		1/4	5	1.287	0.101	0.615
9		1/8	2	0.834	0.064	0.541
10	D 社	1/4	10	2.875	0.014	0.516
11		M5	2	1.261	0.323	0.569
12	E 社	M5	5	1.244	0.292	0.541

表 1.6　ノズルの試験仕様と試験結果

No.	メーカ	形式と接続口径	適用等温化容器（L）	試験結果		
				C ($dm^3/s*bar$)	b	m
1	A 社	単孔、1/4	5	1.347	0.406	0.556
2		環状多孔、1/4	5	0.961	0.392	0.530
3		環状多孔、1/4	2	0.540	0.469	0.568
4		単孔、1/4	1	0.338	0.390	0.532
5	D 社	複数孔、1/2	10	3.261	0.266	0.521
6		複数孔、1/4	5	1.467	0.330	0.520
7		複数孔、1/4	10	2.188	0.303	0.491
8		複数孔、1/8	5	1.097	0.400	0.508
9		複数孔、1/4	5	1.205	0.272	0.513
10		複数孔、M5	1	0.516	0.337	0.534

表 1.7　速度制御弁の試験仕様と試験結果

No.	メーカ	接続口径	測定形式	等温化容器（L）	試験結果			
					C	a	b	m
1	A 社	1/8	制御流れ全開	5	1.051	--	0.258	--
			自由流れ全開	5	1.990	--	0.189	0.663
			自由流れ全閉	2	1.106	0.937	0.113	0.507
2		C6	制御流れ全開	5	1.118	--	0.107	--
			自由流れ全開	5	1.350	--	-0.051	0.561
			自由流れ全閉	2	1.108	0.824	0.079	1.464
3		C4	制御流れ全開	2	0.742	--	0.153	--
			自由流れ全開	2	1.062	--	-0.024	0.761
			自由流れ全閉	2	0.871	0.812	0.077	1.381
4	B 社	1/4	制御流れ全開	10	2.719	--	0.208	--
			自由流れ全開	10	3.331	--	0.184	0.704
			自由流れ全閉	10	2.763	0.872	0.107	0.610
5		1/8	制御流れ全開	5	1.843	--	0.317	--
			自由流れ全開	10	2.811	--	0.135	0.811
			自由流れ全閉	5	2.399	0.969	0.174	1.068
6		C6	制御流れ全開	2	0.827	--	0.267	
			自由流れ全開	2	1.290	--	0.026	0.839
			自由流れ全閉	2	0.889	0.900	0.095	1.374
7	C 社	C6、 1/4	制御流れ全開	10	3.192	--	0.140	--
			自由流れ全開	10	4.316	--	0.382	1.034
			自由流れ全閉	10	3.809	0.909	0.355	1.1
8			制御流れ全開	2	0.510	--	0.242	--
			自由流れ全開	2	0.800	--	0.010	--
			自由流れ全閉	1	0.608	0.784	0.098	1.888
9	D 社	C6、 1/8	制御流れ全開	2	0.504	--	0.197	--
			自由流れ全開	2	1.009	--	0.086	1.150
			自由流れ全閉	2	0.844	0.863	0.121	1.427

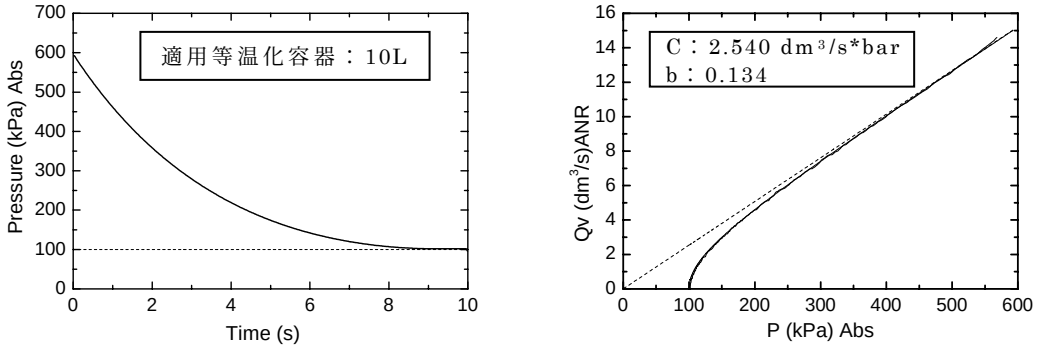


図 1.11　電磁弁　A 社　No.1

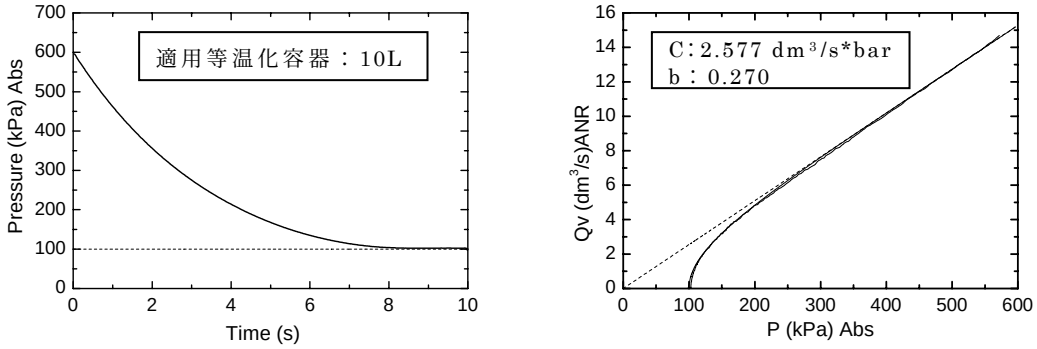


図 1.12　電磁弁　A 社　No.2

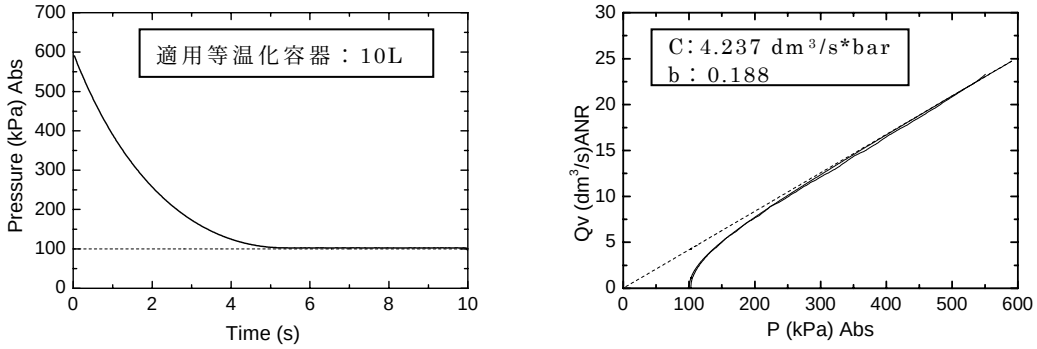


図 1.13　電磁弁　A 社　No.3

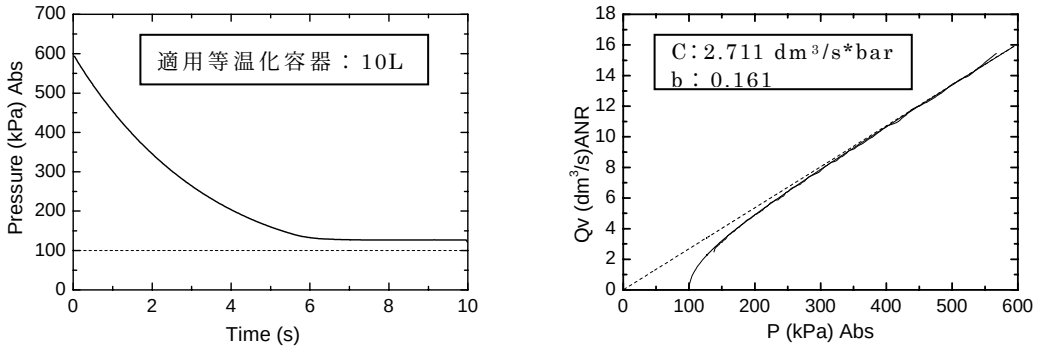


図 1.14　電磁弁　A 社　No.4

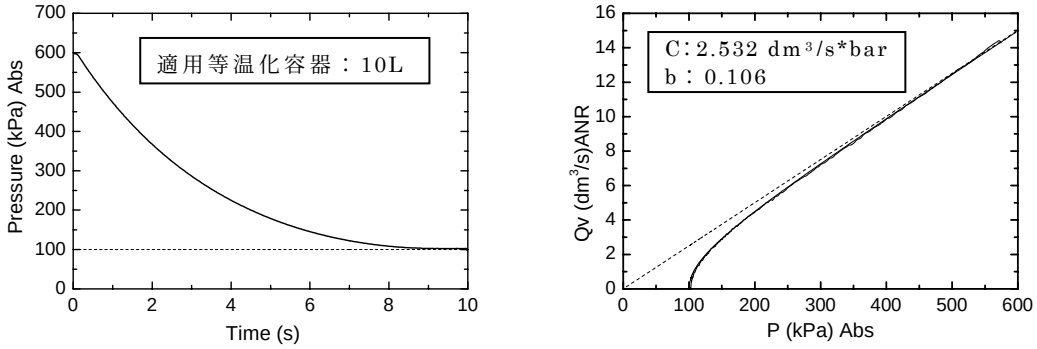


図 1.15　電磁弁　A 社　No.5

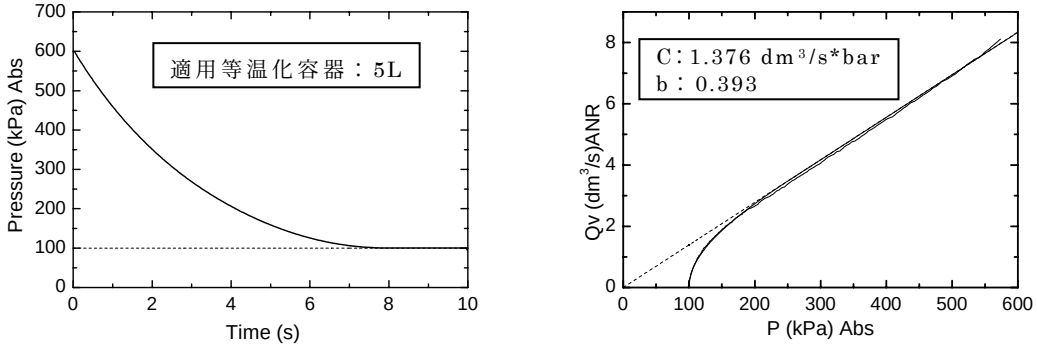


図 1.16　電磁弁　A 社　No.6

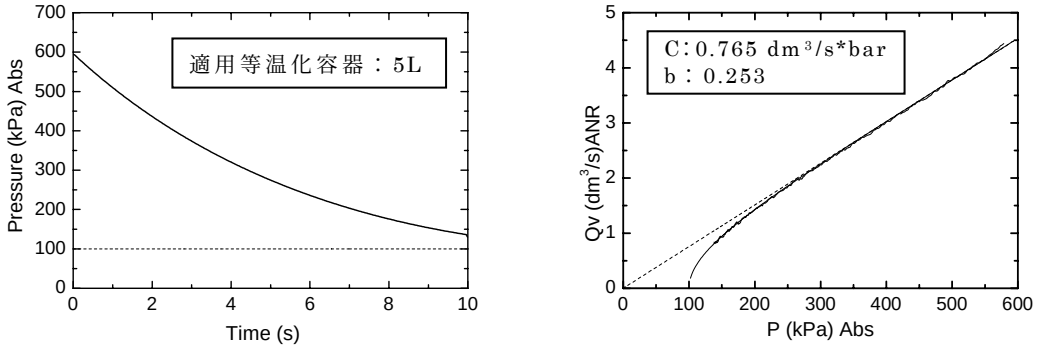


図 1.17　電磁弁　A 社　No.7

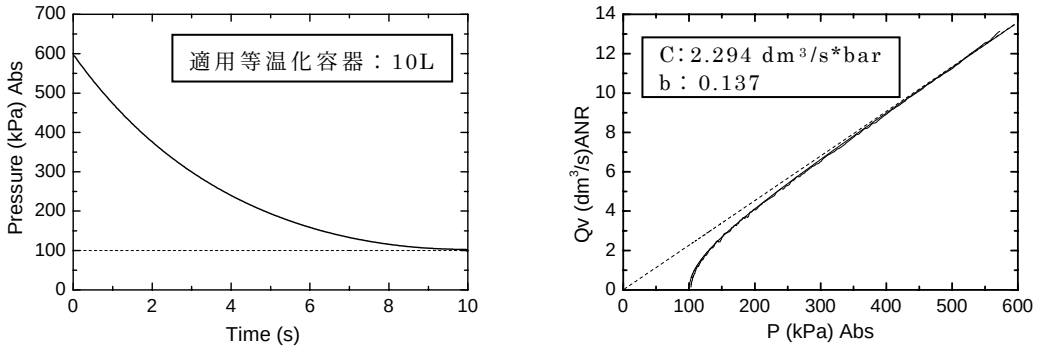


図 1.18　電磁弁　B 社　No.8

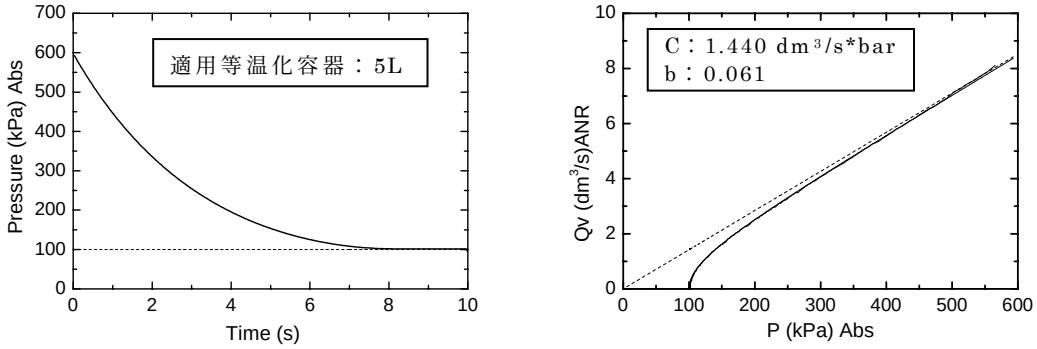


図 1.19　電磁弁　B 社　No.9

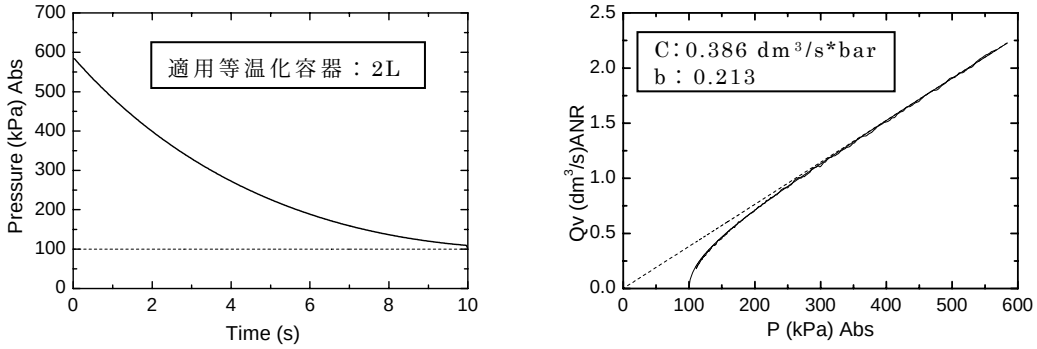


図 1.20　電磁弁　B 社　No.10

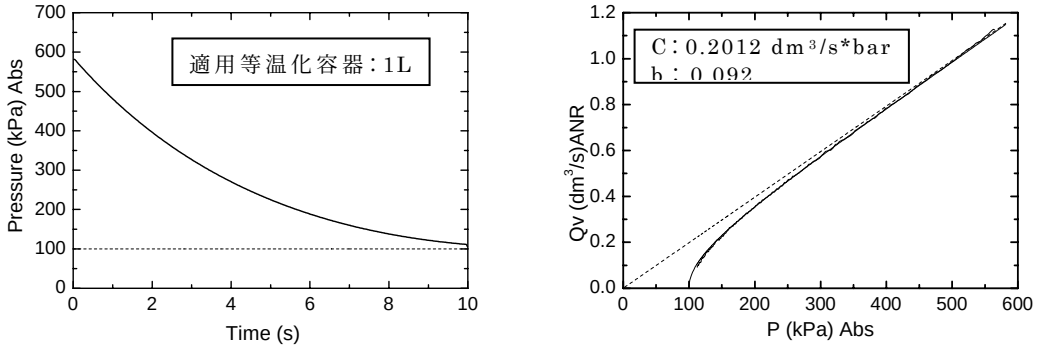


図 1.21　電磁弁　B 社　No.11

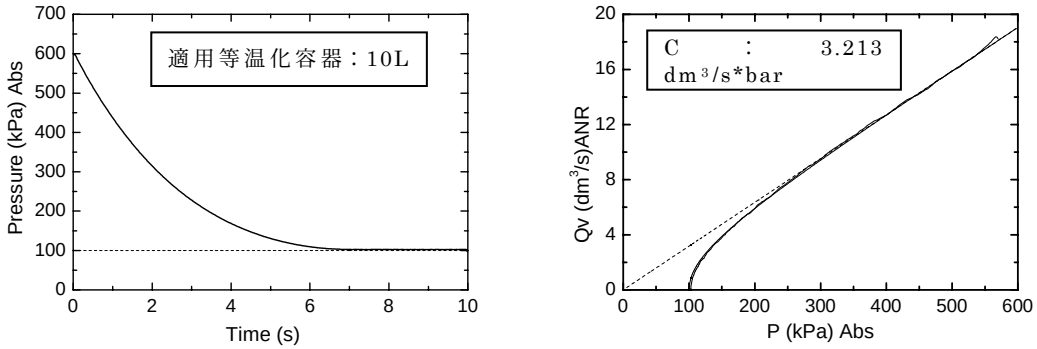


図 1.22　電磁弁　C 社　No.12

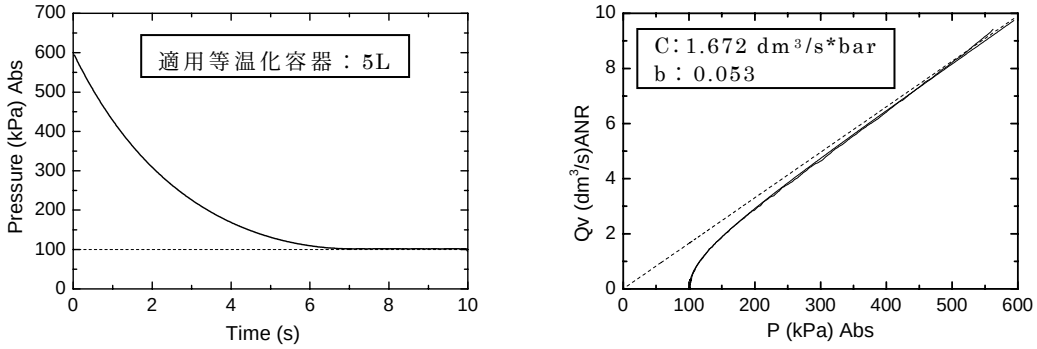


図 1.23　電磁弁　C 社　No.13

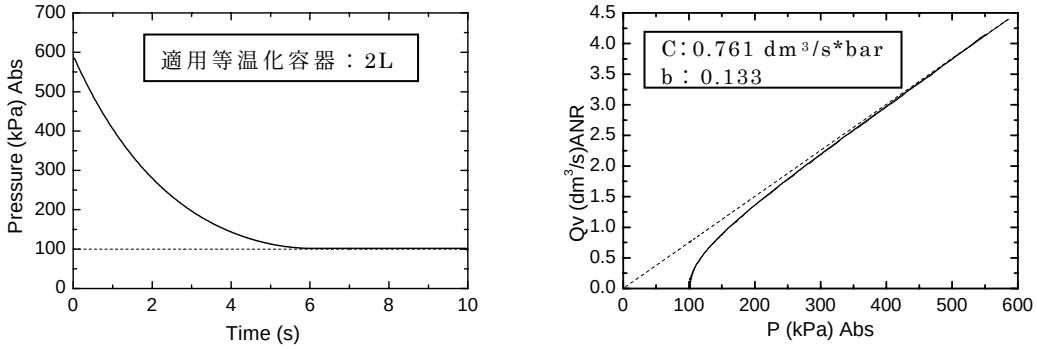


図 1.24　電磁弁　C 社　No.14

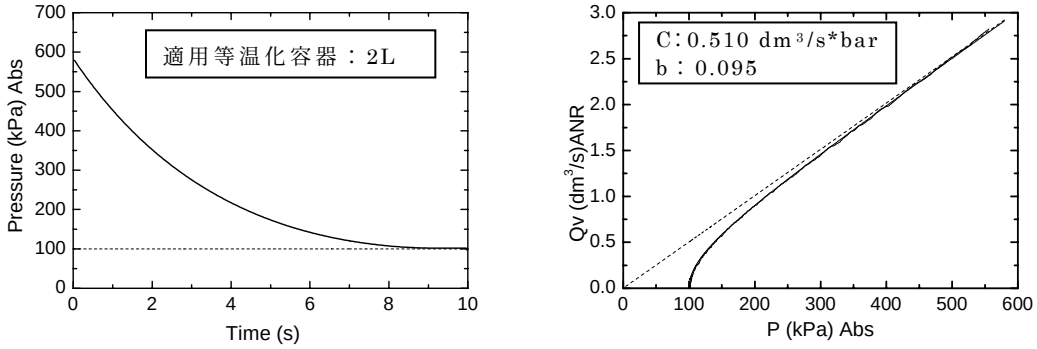


図 1.25　電磁弁　C 社　No.15

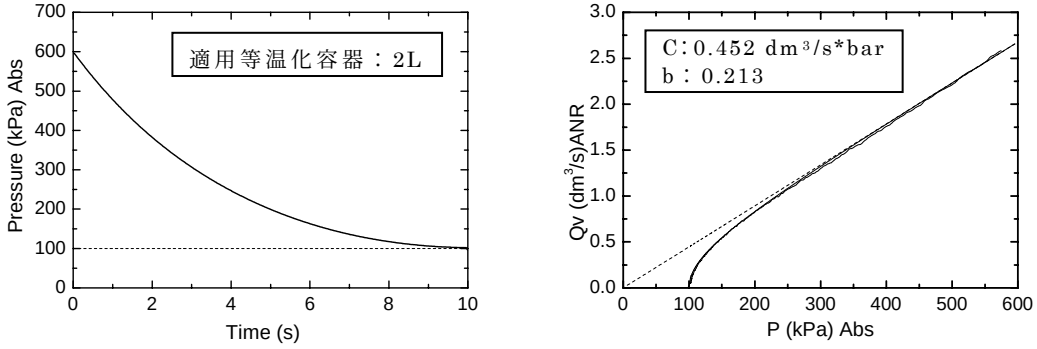


図 1.26　電磁弁　C 社　No.16

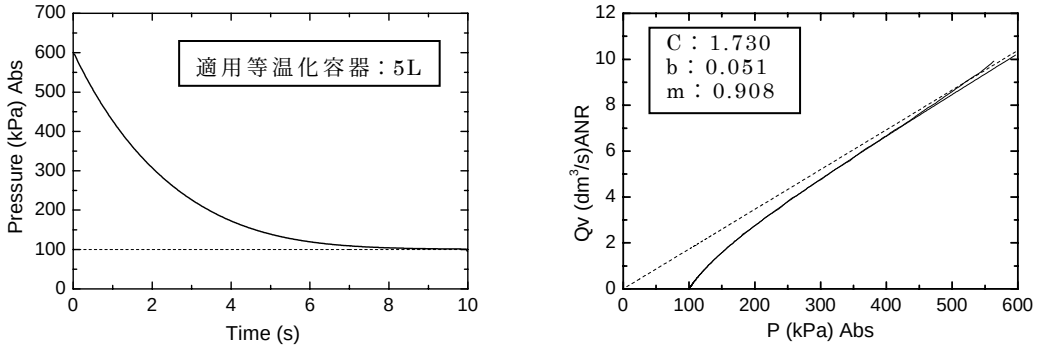


図 1.27　サイレンサ　A 社　No.1

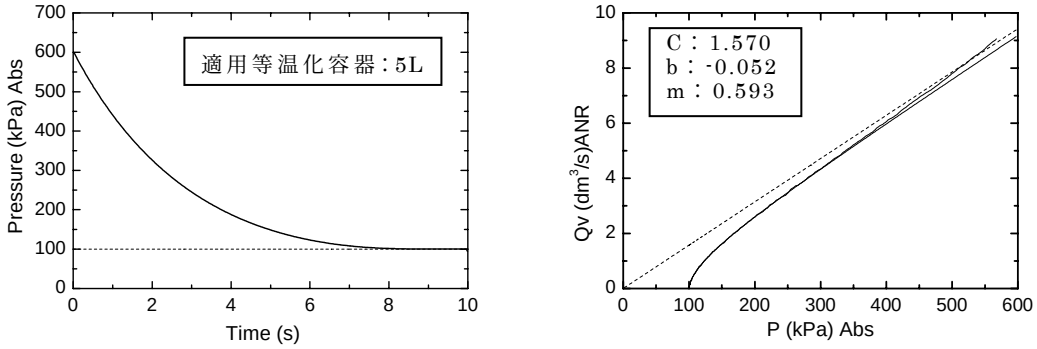


図 1.28　サイレンサ　A 社　No.2

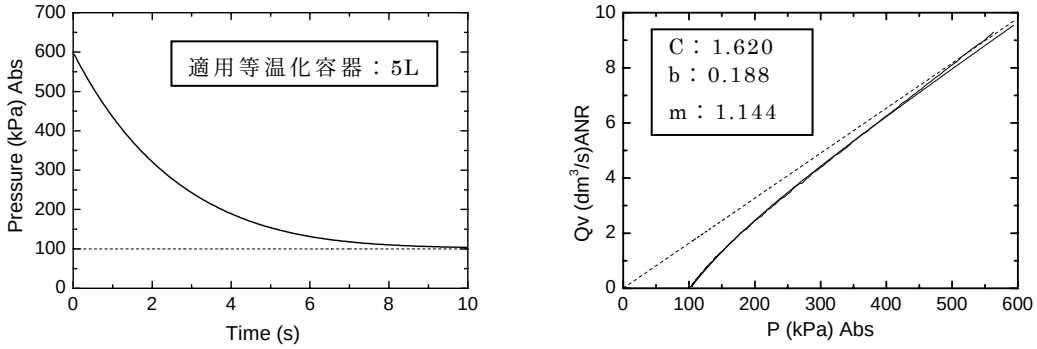


図 1.29　サイレンサ　A 社　No.3

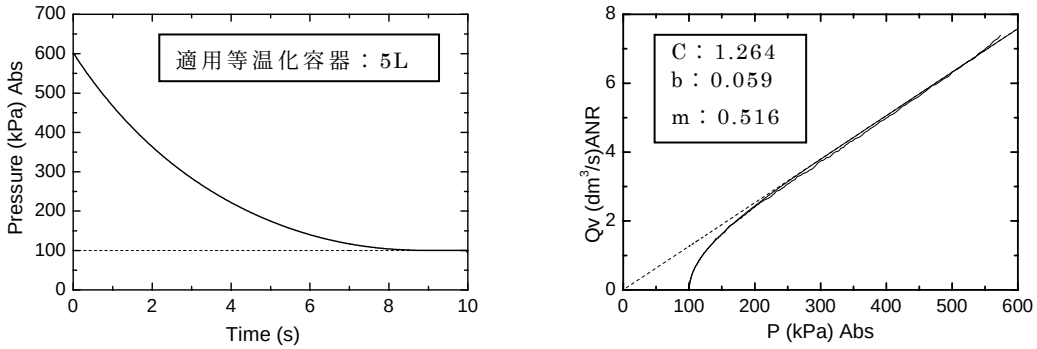


図 1.30　サイレンサ　A 社　No.4

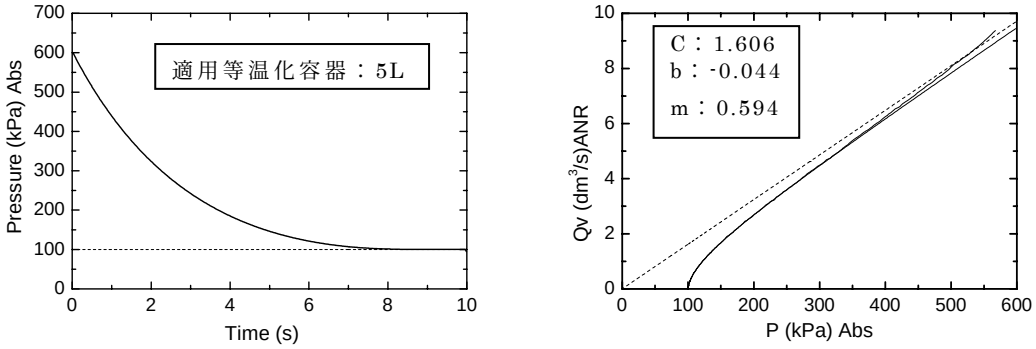


図 1.31　サイレンサ　A 社　No.5

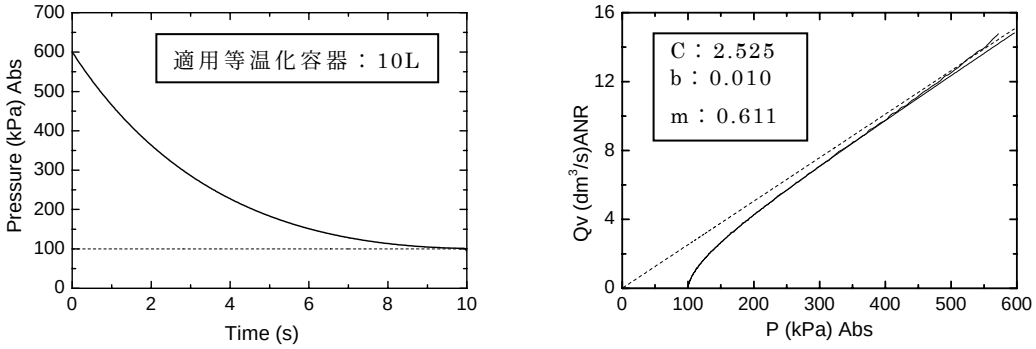


図 1.32　サイレンサ　B 社　No.6

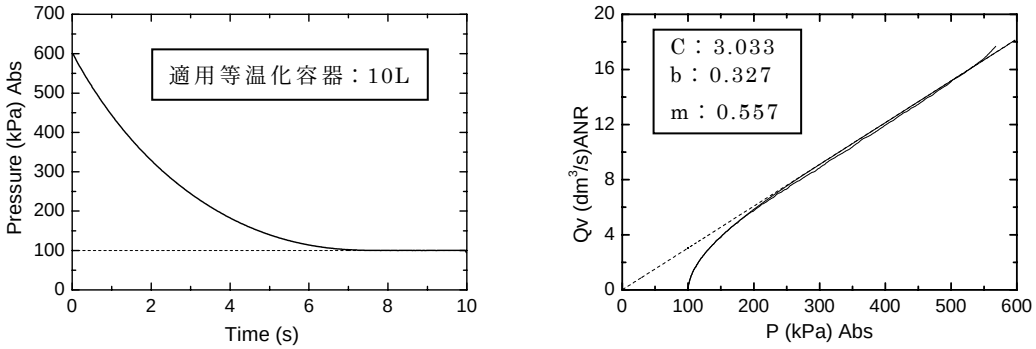


図 1.33　サイレンサ　B 社　No.7

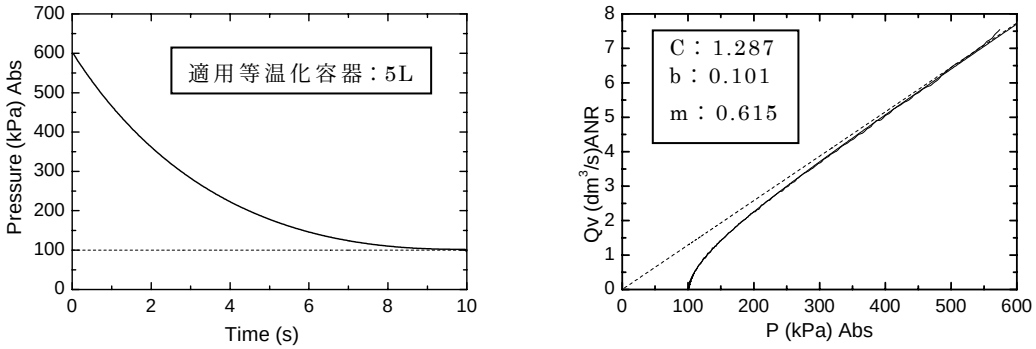


図 1.34　サイレンサ　C 社　No.8

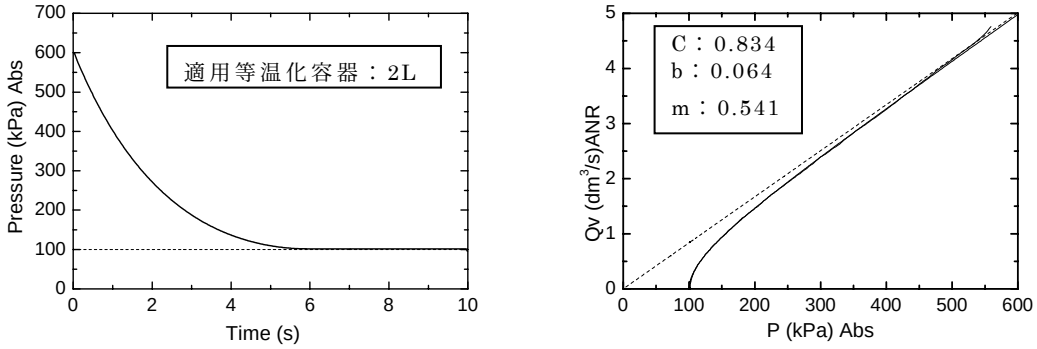


図 1.35　サイレンサ　C 社　No.9

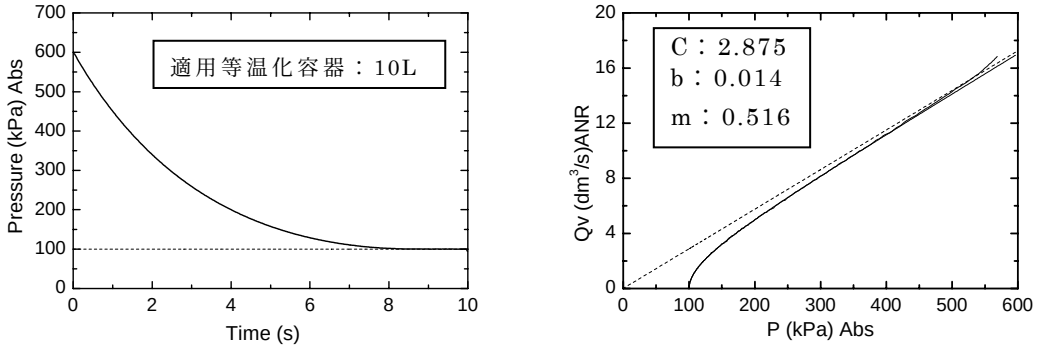


図 1.36　サイレンサ　D 社　No.10

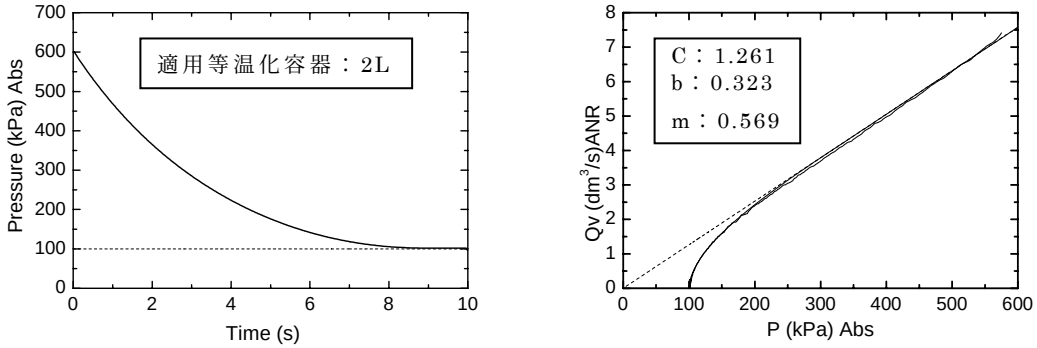


図 1.37　サイレンサ　D 社　No.11

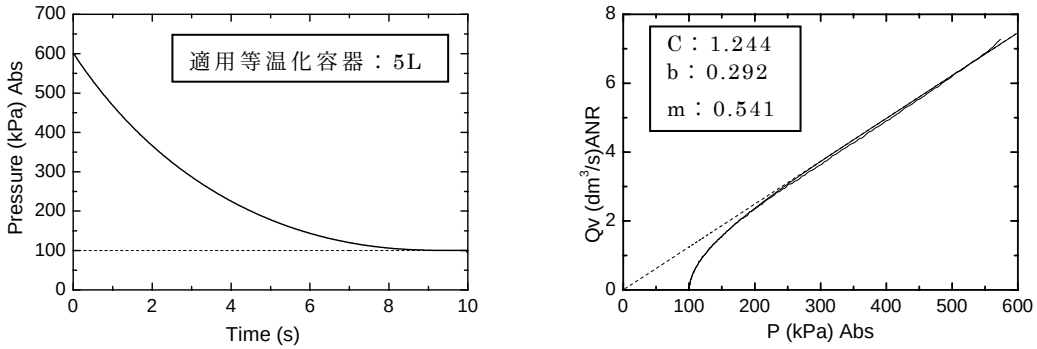


図 1.38　サイレンサ　E 社　No.12

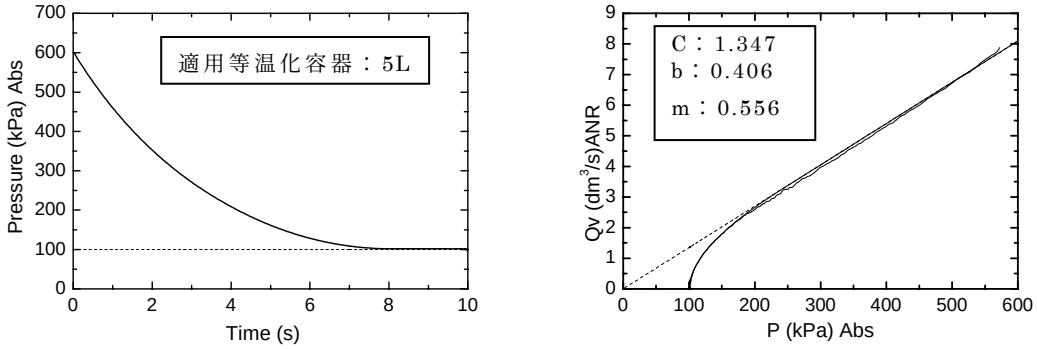


図 1.39　ノズル　A 社　No.1

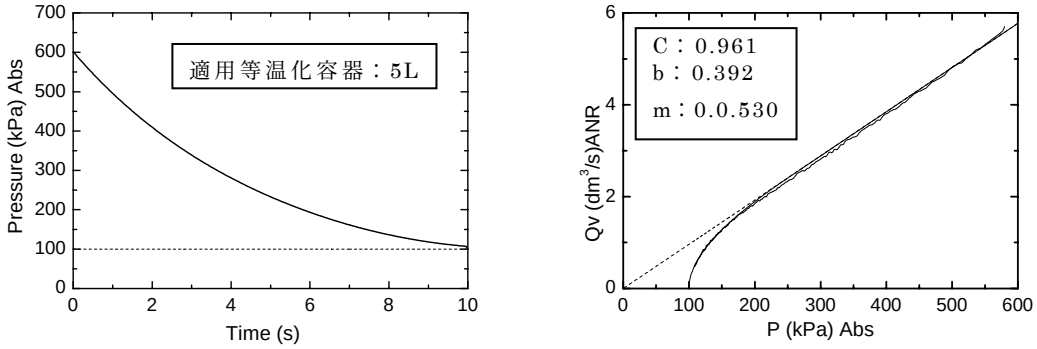


図 1.40　ノズル　A 社　No.2

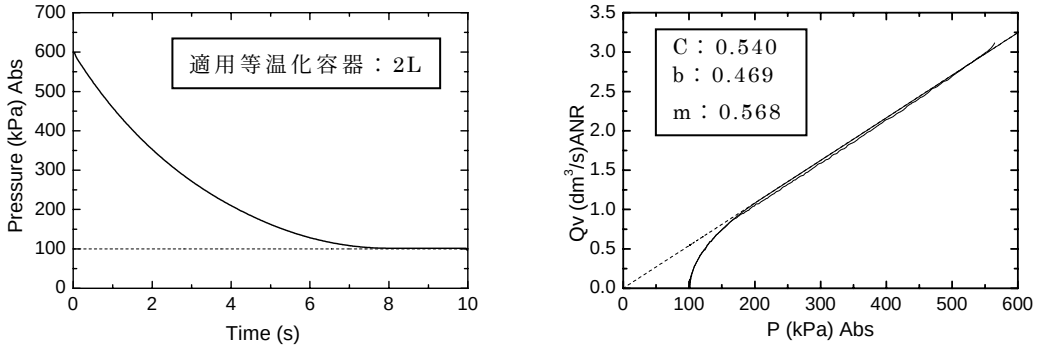


図 1.41　ノズル　A 社　No.3

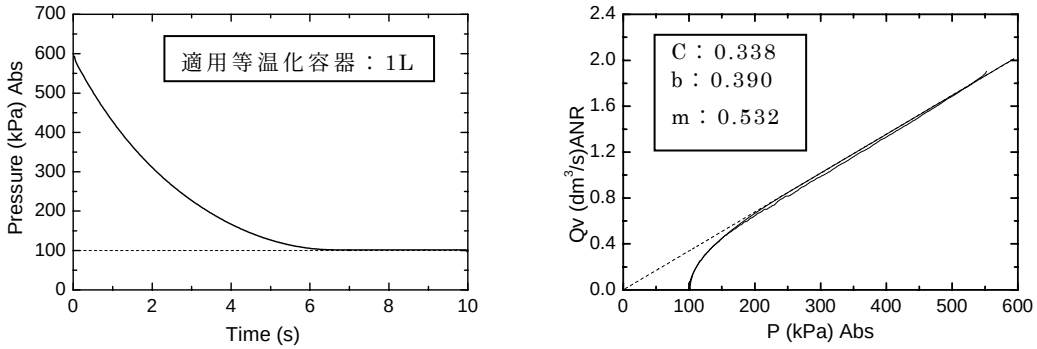


図 1.42　ノズル　A 社　No.4

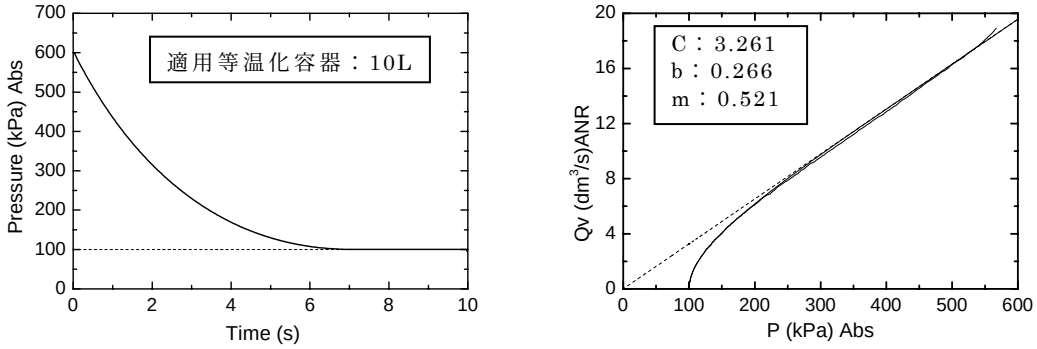


図 1.43　ノズル　D 社　No.5

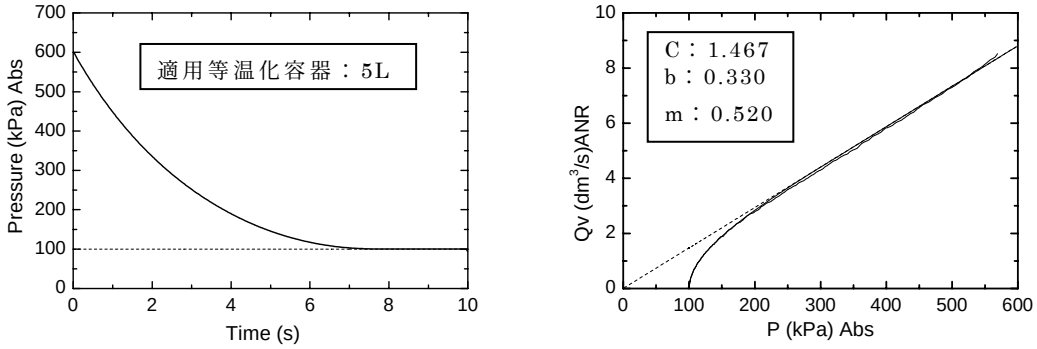


図 1.44　ノズル　D 社　No.6

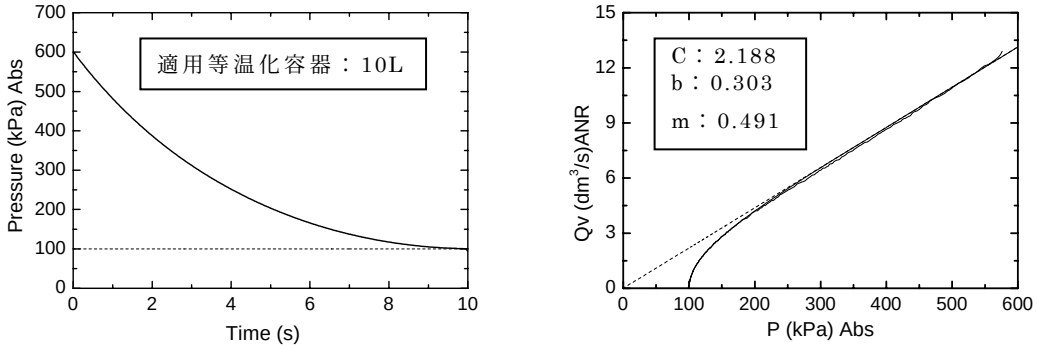


図 1.45　ノズル　D 社　No.7

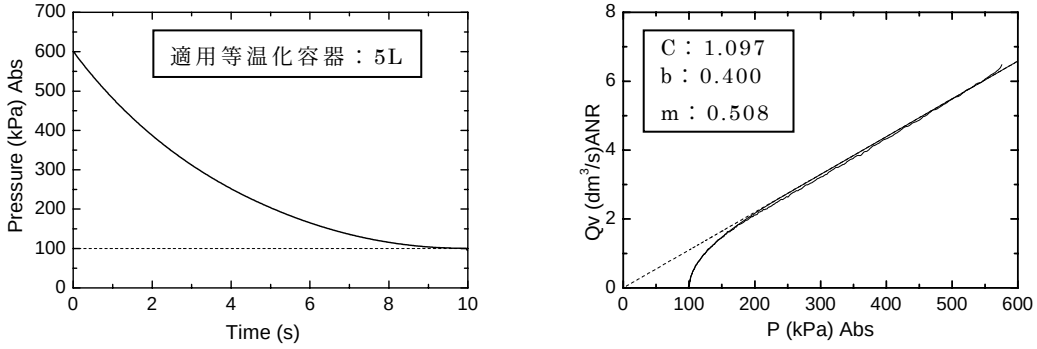


図 1.46　ノズル　D 社　No.8

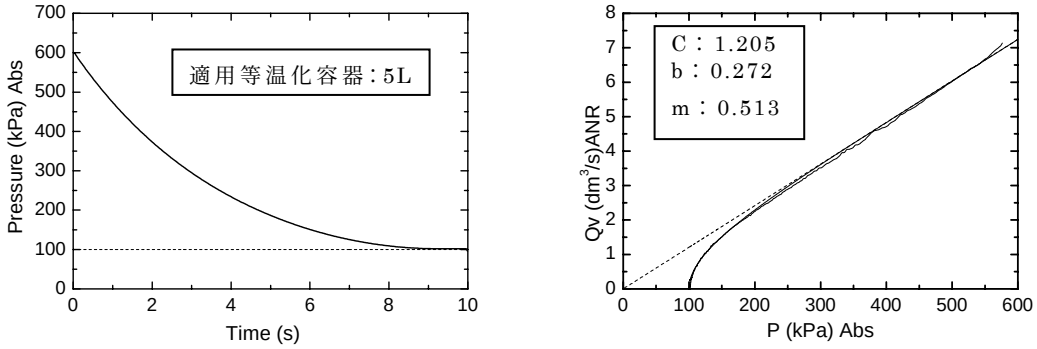


図 1.47　ノズル　D 社　No.9

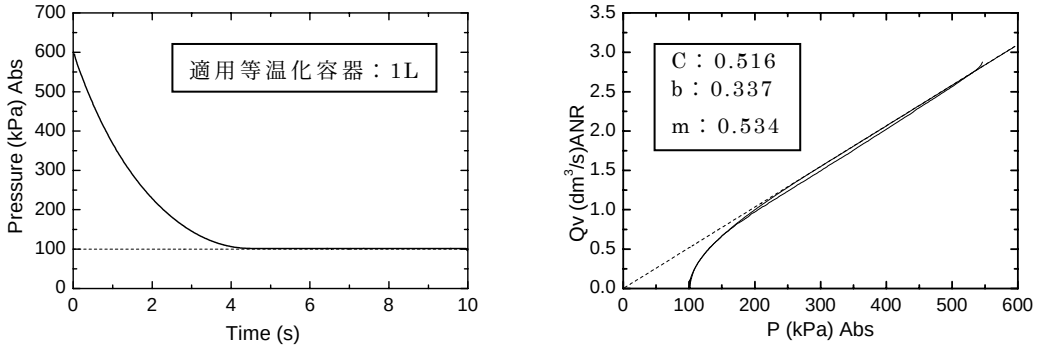
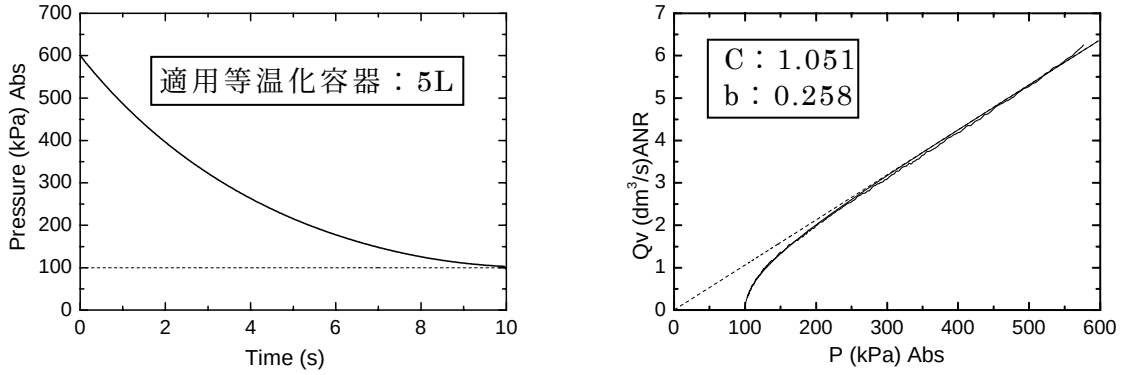
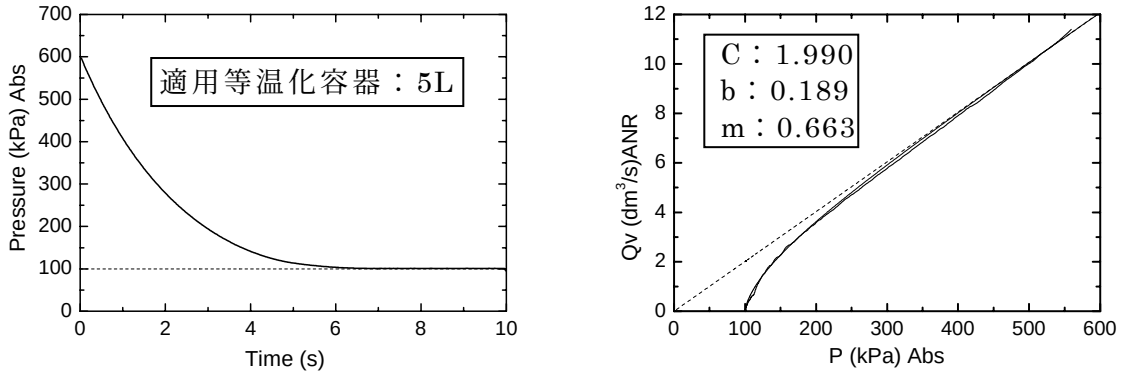


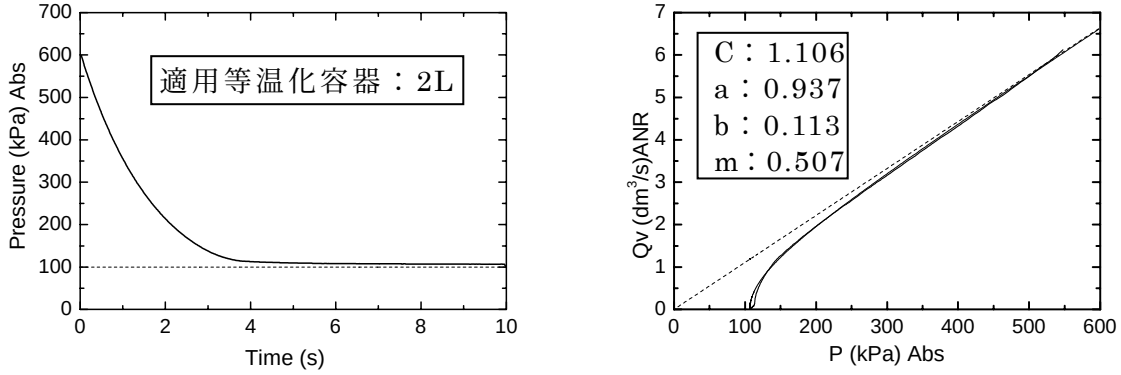
図 1.48　ノズル　D 社　No.10



(a) 制御流れ全開

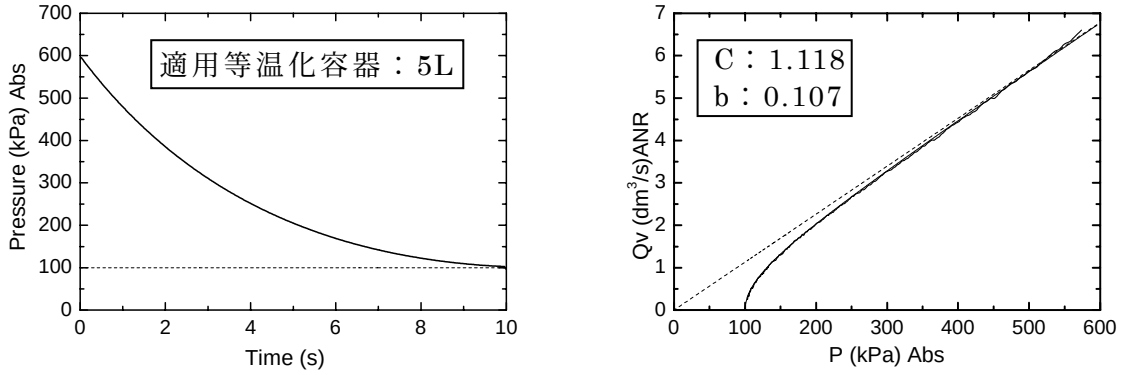


(b) 自由流れ全開

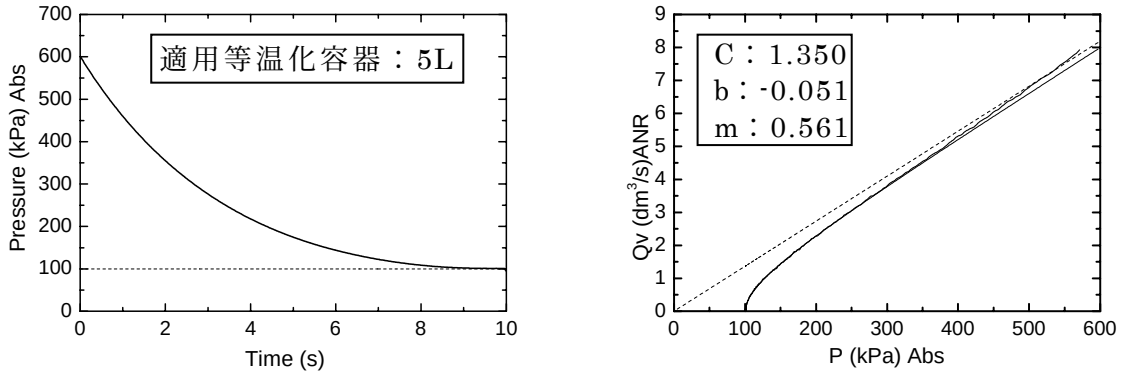


(c) 自由流れ全閉

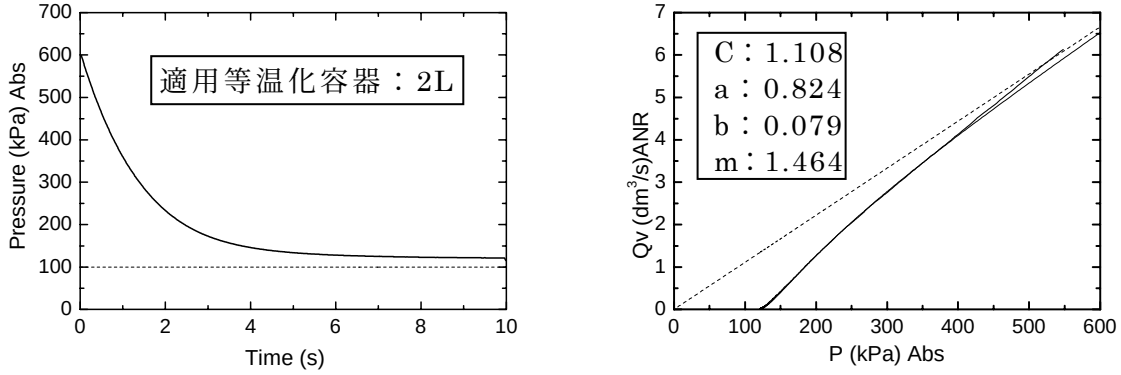
図 1.49　速度制御弁　A 社　No.1



(a) 制御流れ全開

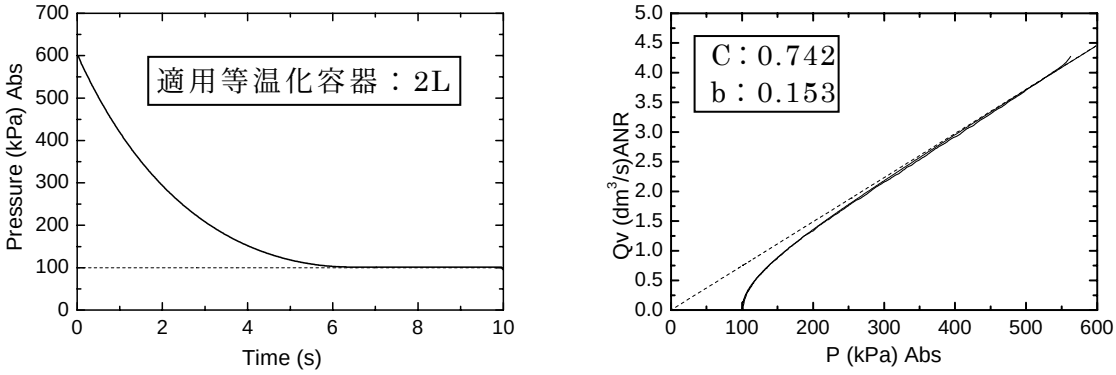


(b) 自由流れ全開

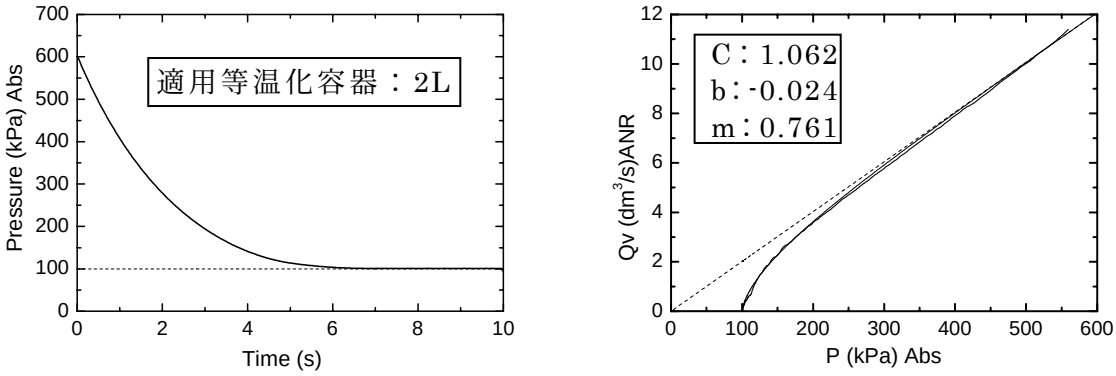


(c) 自由流れ全閉

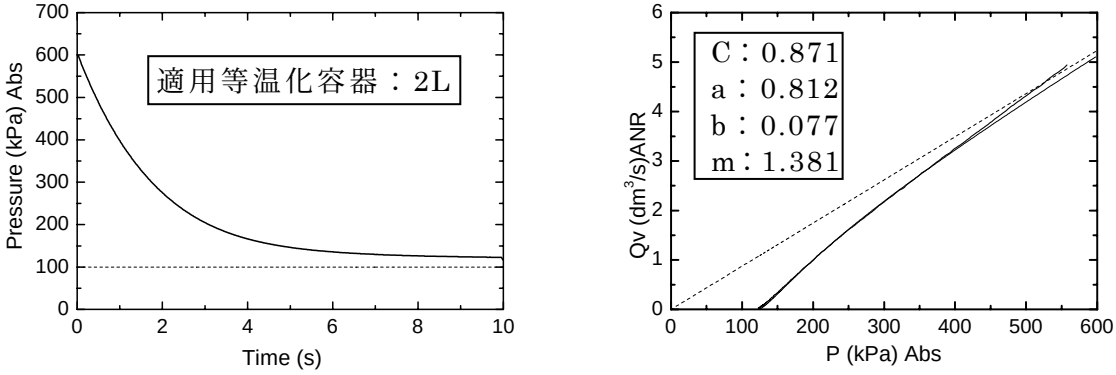
図 1.50　速度制御弁　A 社　No.2



(a) 制御流れ全開

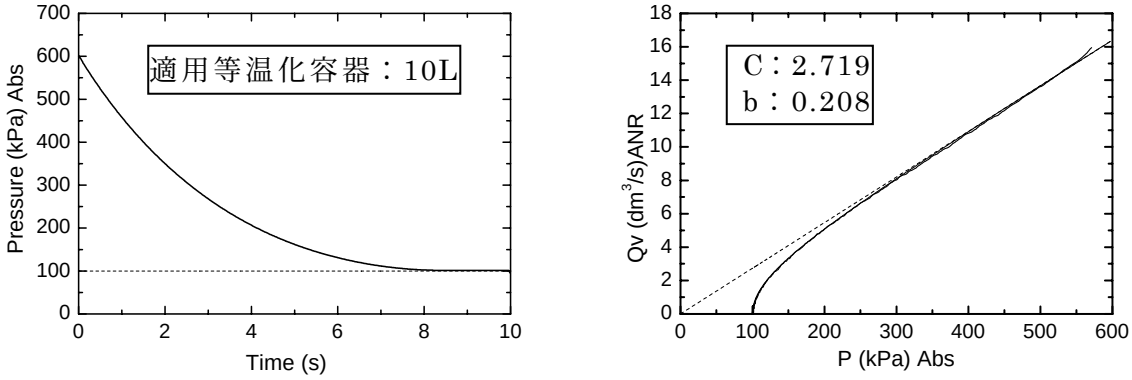


(b) 自由流れ全開

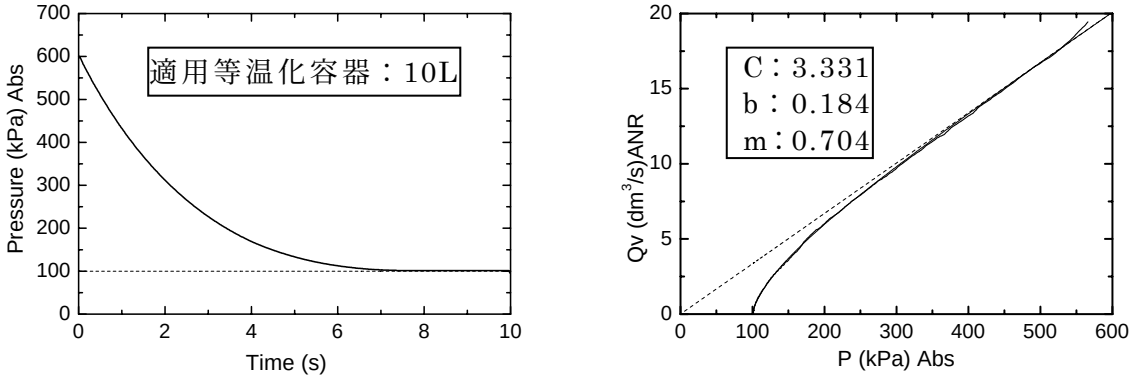


(c) 自由流れ全閉

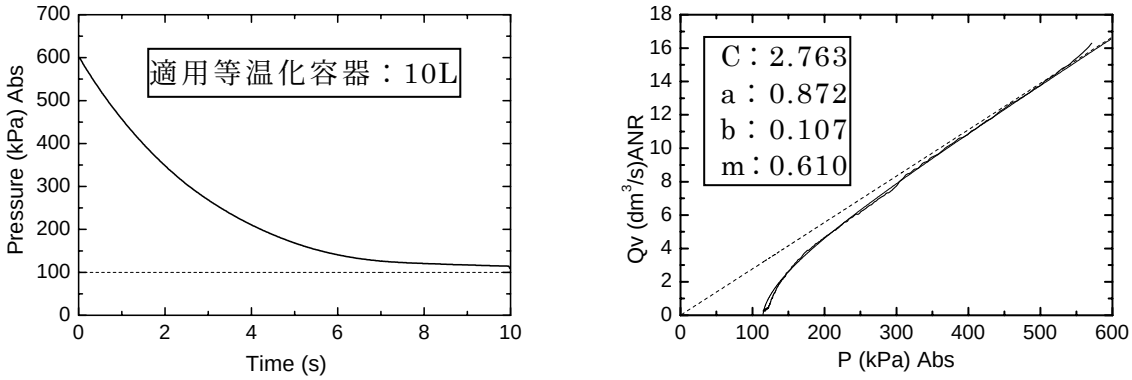
図 1.51　速度制御弁　A 社　No.3



(a) 制御流れ全開

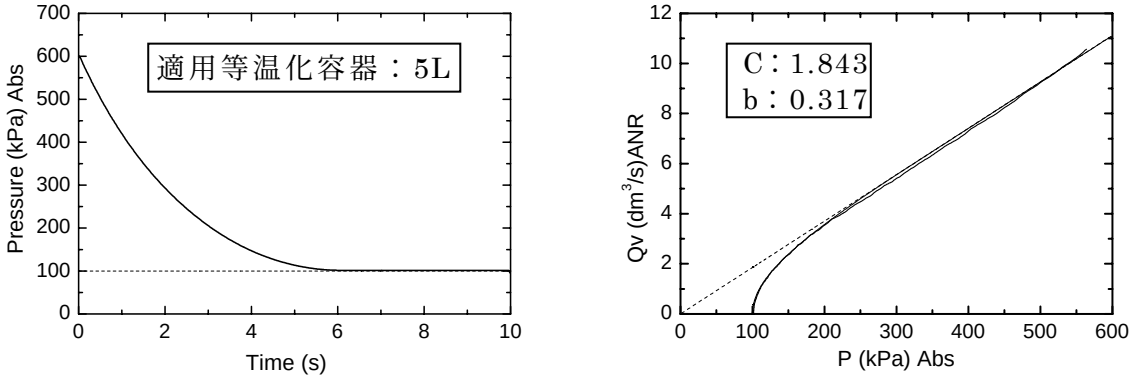


(b) 自由流れ全開

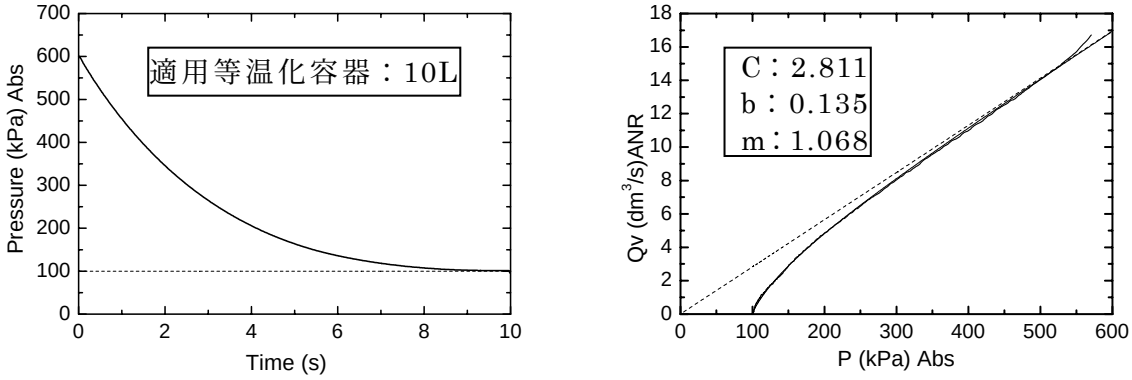


(c) 自由流れ全閉

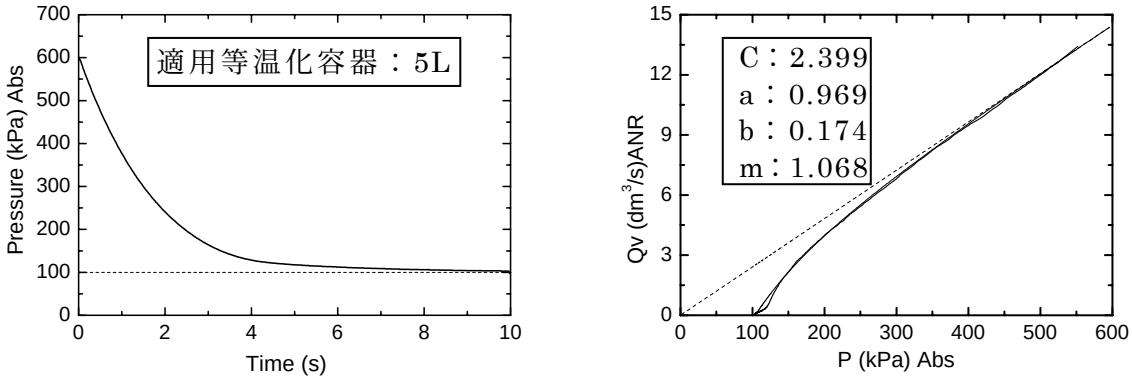
図 1.52　速度制御弁　B 社　No.4



(a) 制御流れ全開

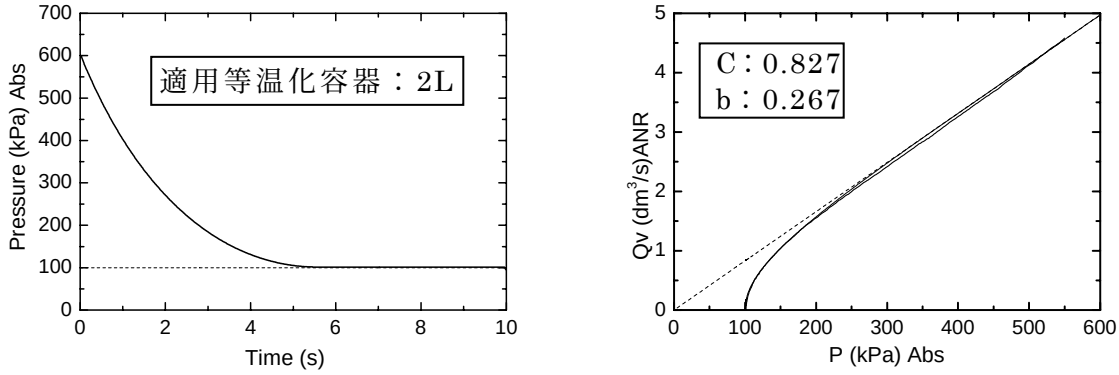


(b) 自由流れ全開

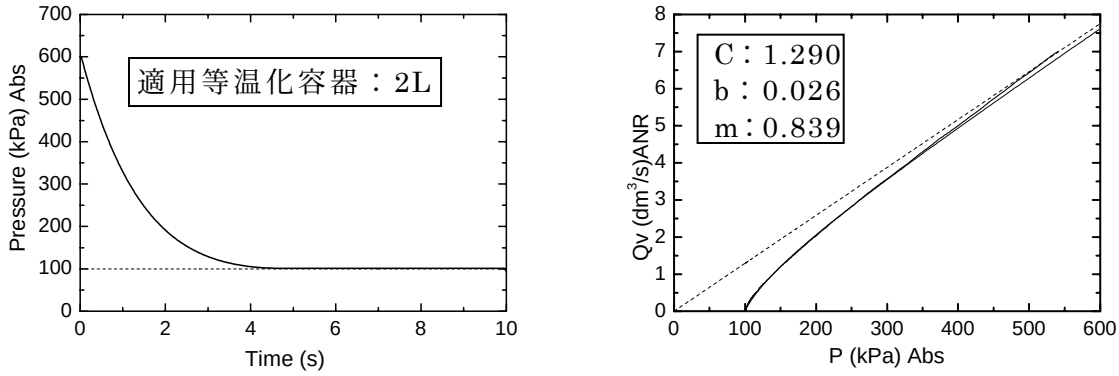


(c) 自由流れ全閉

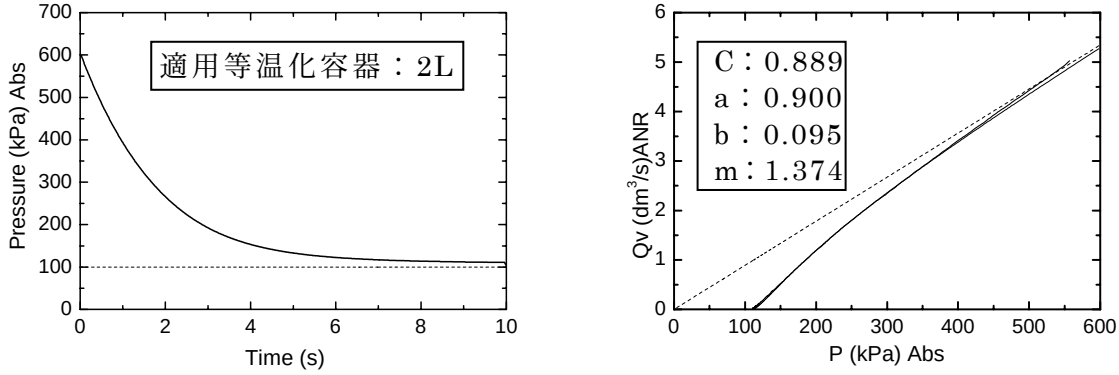
図 1.53　速度制御弁　B 社　No.5



(a) 制御流れ全開

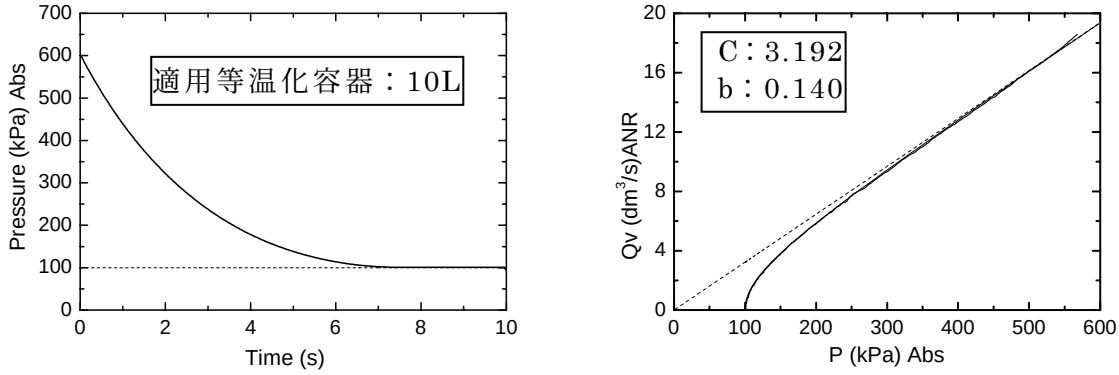


(b) 自由流れ全開

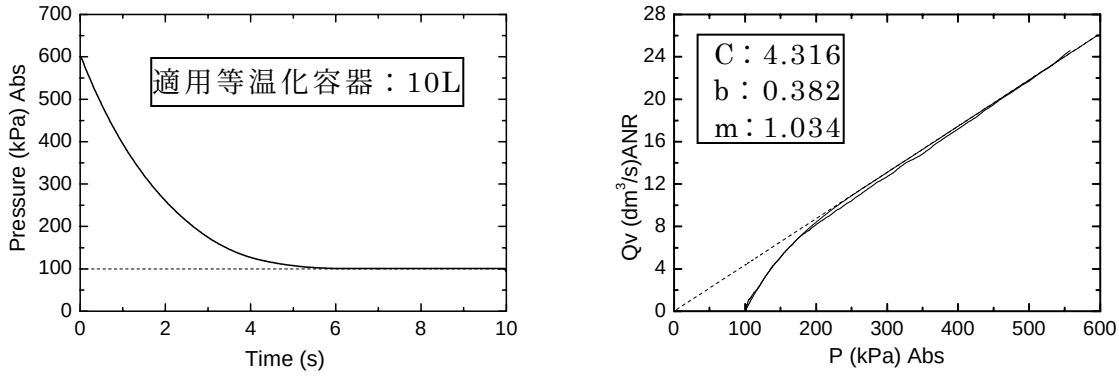


(c) 自由流れ全閉

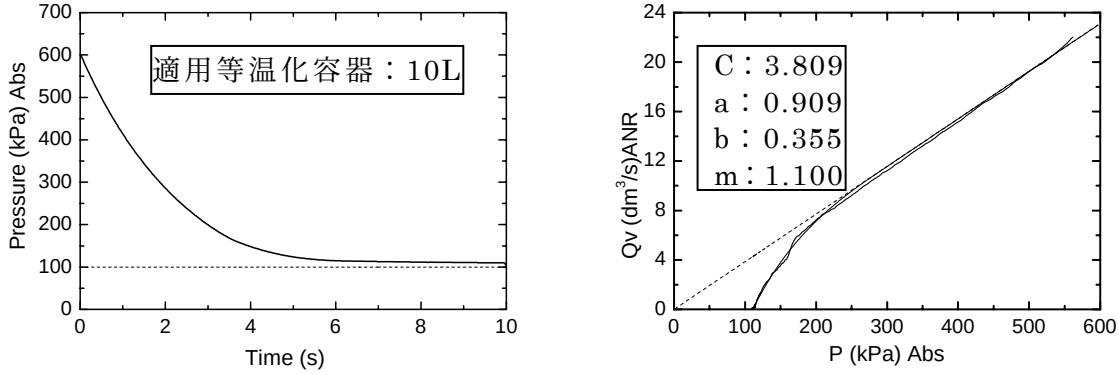
図 1.54　速度制御弁　B 社　No.6



(a) 制御流れ全開

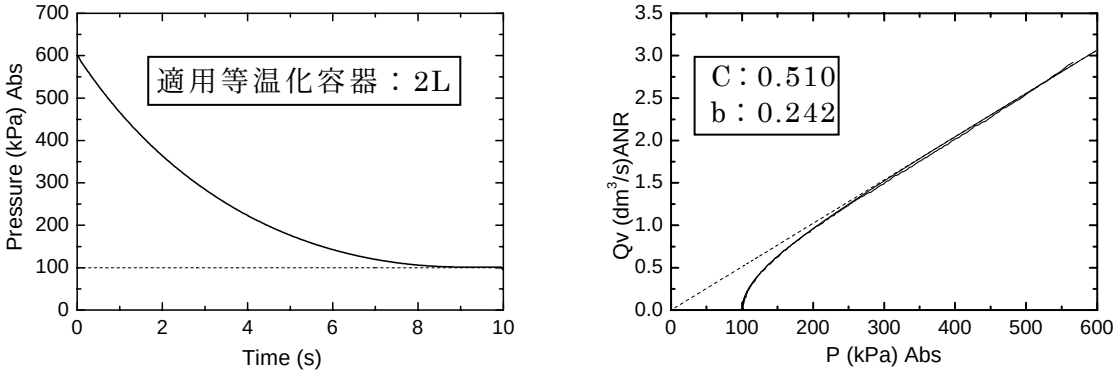


(b) 自由流れ全開

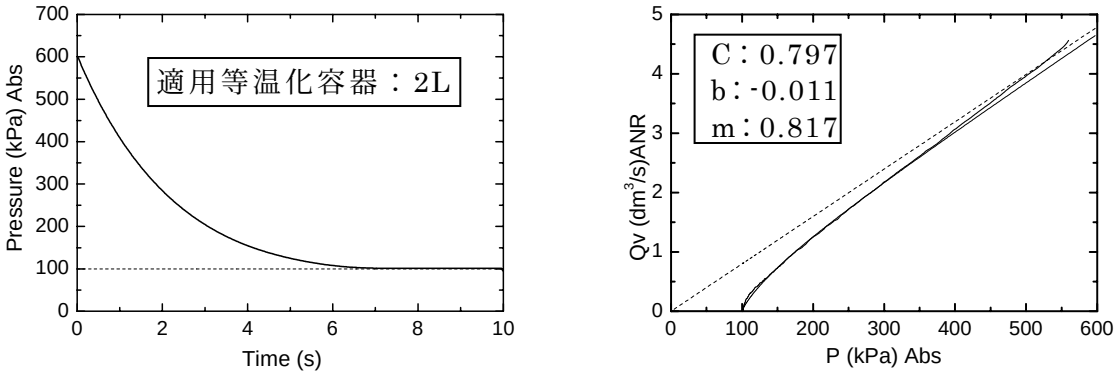


(c) 自由流れ全閉

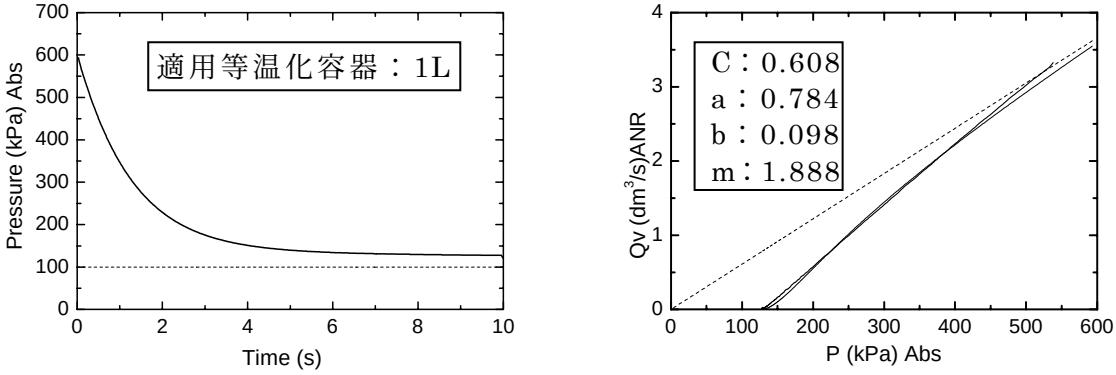
図 1.55　速度制御弁　C 社　No.7



(a) 制御流れ全開

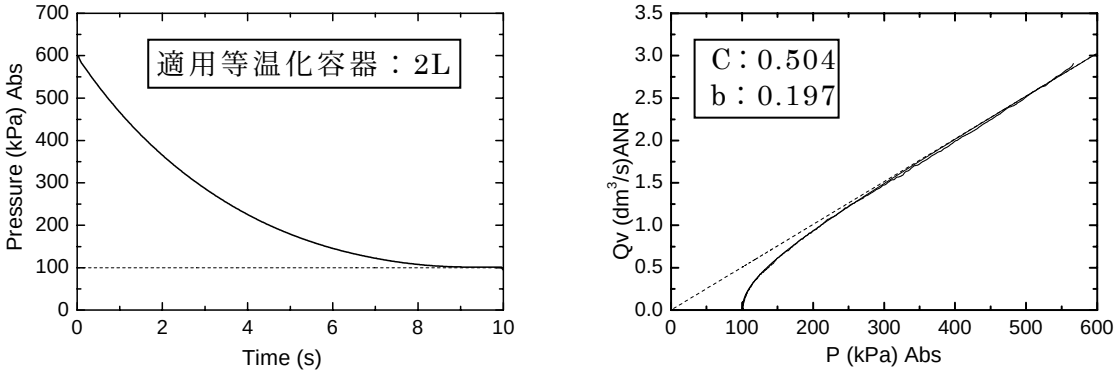


(b) 自由流れ全開

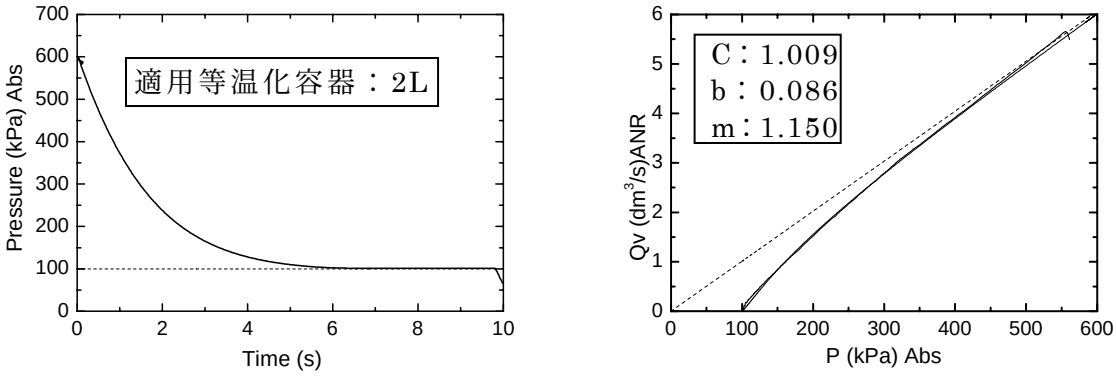


(c) 自由流れ全閉

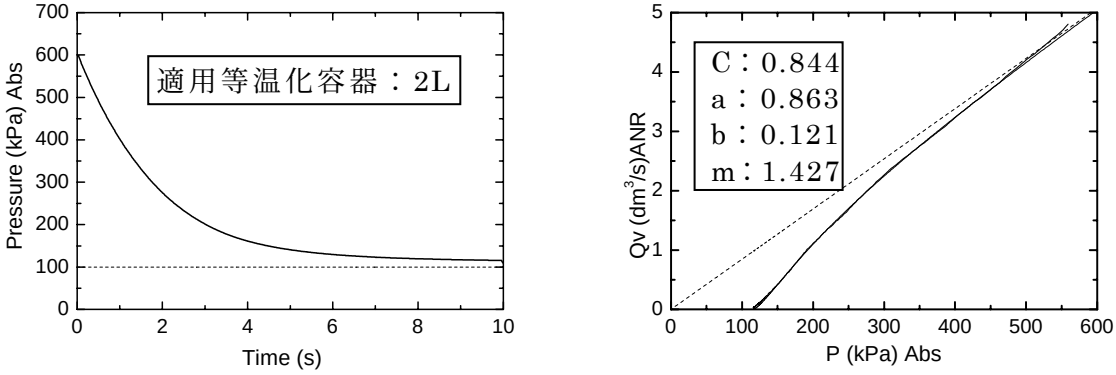
図 1.56　速度制御弁　C 社　No.8



(a) 制御流れ全開

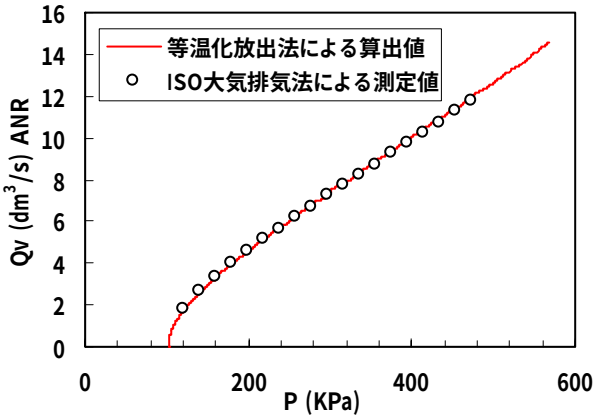


(b) 自由流れ全開



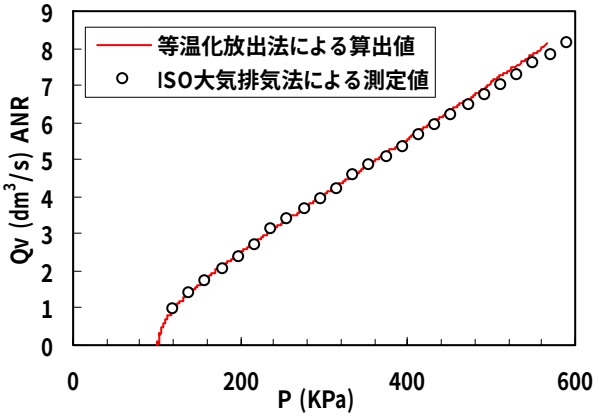
(c) 自由流れ全閉

図 1.57　速度制御弁　D 社　No.9



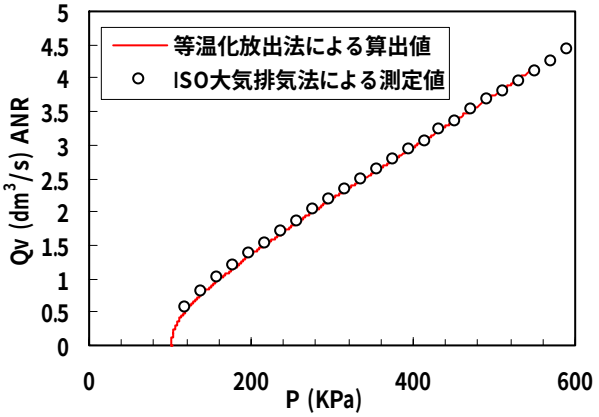
測定方法	等温化放出法	ISO 大気排気法	誤差
C dm³/(s*bar)	2.540	2.505	1.4%
b	0.134	0.235	-0.101

電磁弁　A 社 No.1（P→B）



測定方法	等温化放出法	ISO 大気排気法	誤差
C dm³/(s*bar)	1.440	1.382	4.2%
b	0.061	0.096	-0.035

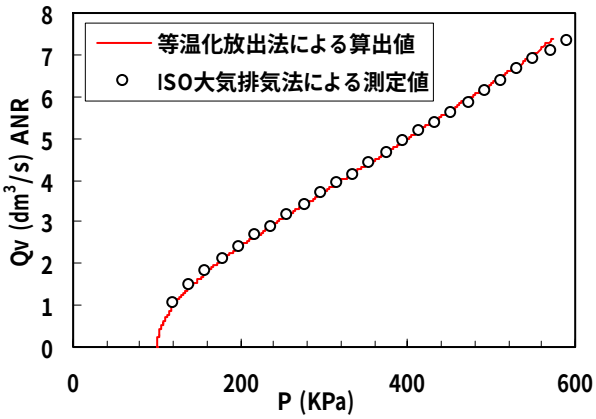
電磁弁　B 社 No.9（P→B）



測定方法	等温化放出法	ISO 大気排気法	誤差
C dm³/(s*bar)	0.761	0.779	2.3%
b	0.133	0.190	-0.057

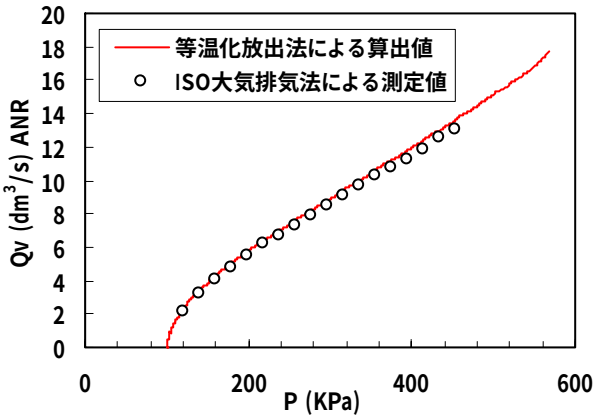
電磁弁　C 社 No.14（P→B）

図 1.58　電磁弁の場合に等温化放出法と ISO 大気排気法の実験結果比較



サイレンサ　A 社 No.1

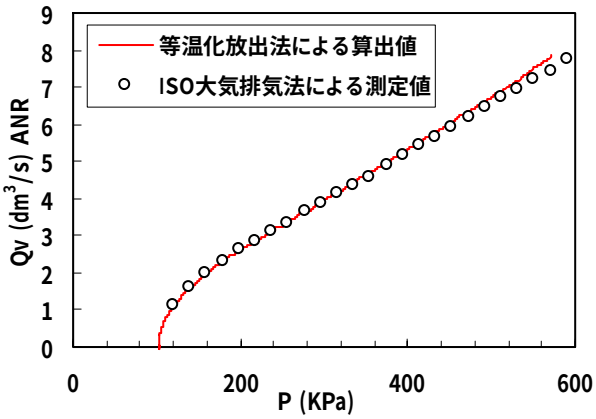
測定方法	等温化放出法	ISO 大気排気法	誤差
C dm³/(s*bar)	1.264	1.244	1.6%
b	0.324	0.358	-0.034
m	0.516	0.451	0.065



サイレンサ　C 社 No. 7

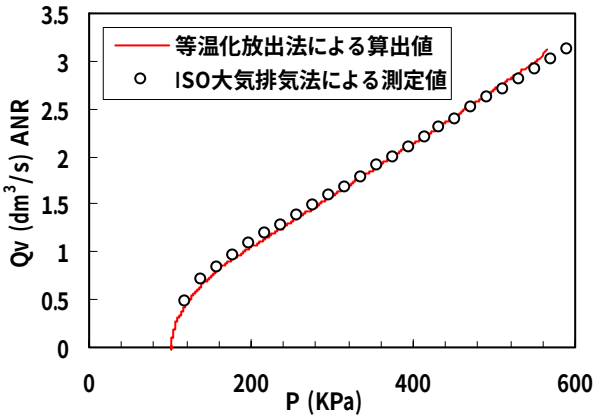
測定方法	等温化放出法	ISO 大気排気法	誤差
C dm³/(s*bar)	3.033	2.902	4.5%
b	0.327	0.340	-0.013
m	0.557	0.557	0

図 1.59　サイレンサの場合に等温化放出法と ISO 大気排気法の実験結果比較



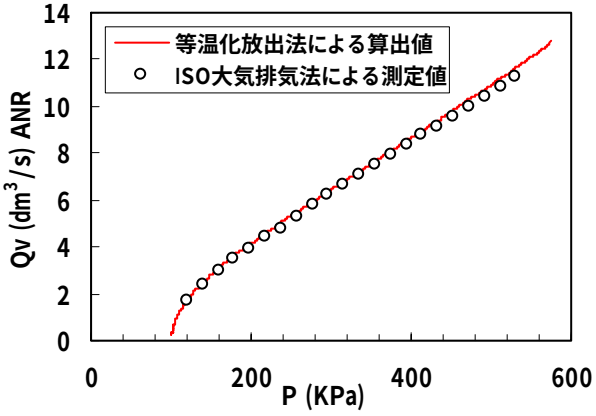
ノズル　A 社 No.1

測定方法	等温化放出法	ISO 大気排気法	誤差
C dm³/(s*bar)	1.347	1.315	2.4%
b	0.406	0.475	-0.069
m	0.556	0.501	0.055



ノズル　A 社 No.3

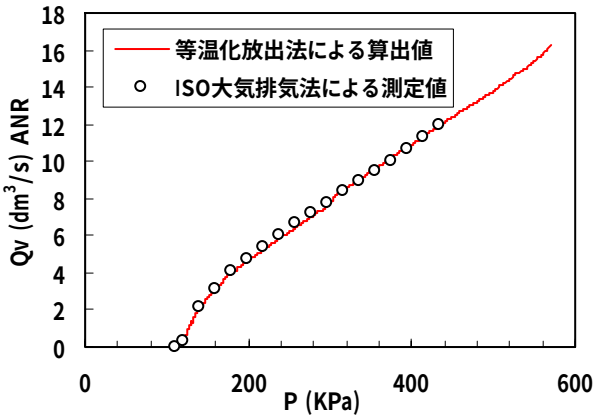
測定方法	等温化放出法	ISO 大気排気法	誤差
C dm³/(s*bar)	0.540	0.533	1.3%
b	0.469	0.559	-0.09
m	0.568	0.543	0.025



ノズル　D 社 No.7

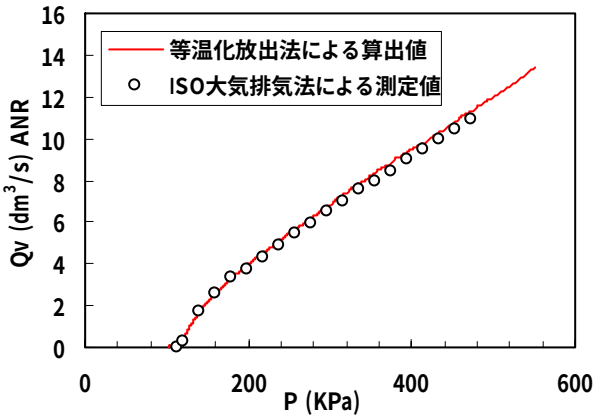
測定方法	等温化放出法	ISO 大気排気法	誤差
C dm³/(s*bar)	2.188	2.129	2.8%
b	0.303	0.255	0.048
m	0.491	0.440	0.051

図 1.60　ノズルの場合に等温化放出法と ISO 大気排気法の実験結果比較



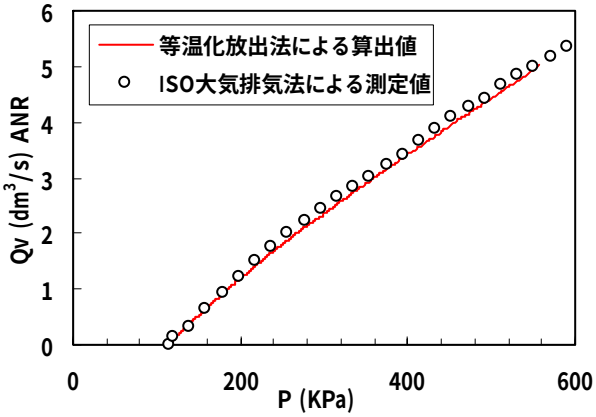
測定方法	等温化放出法	ISO 大気排気法	誤差
C dm³/(s*bar)	2.763	2.726	1.4%
a	0.975	0.975	0
b	0.146	0.404	-0.258
m	0.942	2.013	-1.071

速度制御弁　B 社 No.4（自由流れ全閉）



測定方法	等温化放出法	ISO 大気排気法	誤差
C dm³/(s*bar)	2.400	2.303	4.2%
a	0.994	0.975	0.019
b	0.180	0.341	-0.161
m	1.175	1.752	0.577

速度制御弁　B 社 No.5（自由流れ全閉）



測定方法	等温化放出法	ISO 大気排気法	誤差
C dm³/(s*bar)	0.889	0.906	-1.9%
a	0.981	0.977	0.004
b	0.104	0.170	-0.066
m	1.776	2.015	-0.239

速度制御弁　B 社 No.6（自由流れ全閉）

図 1.61　速度制御弁の場合に等温化放出法と ISO 大気排気法の実験結果比較

第2章 拡張表示式に対応する真空充填法試験方法の改良

平成 14 年 7 月に JFPS 2009「充填法による空気圧機器の流量特性の試験方法」が制定された。この測定法は、流量特性を測定すべき電磁弁を接続したタンク内を真空にしておき、安定した空気圧源である大気中より供試機器を通してタンク内に空気を充填し、この時のタンク内の空気の圧力と温度から音速コンダクタンスと臨界圧力比を求める方法であり、試験装置が小型であるだけでなく、省エネルギで低騒音であるという長所を持っている。なお、JFPS 2009 に規定された充填法は、供試機器の亜音速域の流量特性が ISO6358 に規定された楕円式で表現できることを前提としている。しかしながら、最近の研究によると、亜音速域の流量特性を楕円式では正確に表現できない機器が存在することが明らかになり、これらの機器の特性を正確に表現するために拡張流量表示式が提案された。本章では、JFPS 2009 に規定された充填法を改良して、サイレンサのように拡張流量表示式においてクラッキング圧力比 a が 1 とみなされる空気圧機器の流量特性の測定を可能にした。なお、本研究で開発した充填法を改良充填法と呼ぶ。

2.1 基礎式

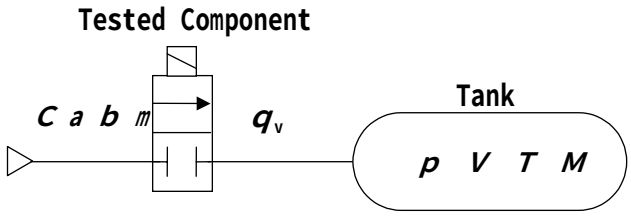


図 2.1 充填法の概念図

図 2.1 に充填法の概念図を示す。最初に、真空状態にしてあるタンク内へ、供試機器を通して大気中より空気を充填する場合のタンク内空気の状態変化を考える。図中で、p はタンク内の空気の絶対圧力、Vは空気の体積、Tは空気の温度、Mは空気の質量、q_vは供試機器を通過する空気の標準状態に換算した体積流量、Cは供試機器の音速コンダクタンス、aはクラッキング圧力比、bは臨界圧力比、mは亜音速指数である。充填中において、既にタンク内にある質量Mの空気が、時間dtの間に流入する質量dMの空気によって圧縮され、圧力 pがdpだけ上昇し、体積VがdVだけ減少したとする。このとき、タンク内の空気の状態変化をポリトロープ変化とすると、圧力の上昇量と体積の減少量の間には次の関係式が成立する。

$$Vdp = npdV \tag{2.1}$$

ここに、nはポリトロープ指数である。また、タンク内の空気の体積Vはタンク内容積V_0に等しいので、$V = V_0$とおくと、次式が得られる。

$$dV = \frac{V_0}{np} dp \tag{2.2}$$

空気を理想気体として、タンク内の空気が圧縮されて生じた容積 dV の空間に供試機器を通って大気中から空気が流入して静止すると仮定すると、容積 dV の空間に充填された空気の温度は室温に等しくなる。よって、高次の微小項を省略すると、容積 dV の空間に充填された空気の状態方程式は次式のようになる。

$$pdV = RT_1 dM \tag{2.3}$$

ここに、T_1 は室温、R は空気のガス定数である。タンク内空気の質量の時間的変化は供試機器を通って単位時間に流入した質量に等しいので、標準状態での空気の密度を ρ_0 とすると、標準状態に換算した空気の体積流量 q_v は次のようになる。

$$q_v = \frac{1}{\rho_0} \frac{dM}{dt} = \frac{RT_0}{p_0} \frac{dM}{dt} \tag{2.4}$$

式（2.2)、式（2.3）及び式（2.4）より次式が得られる。

$$q_v = \frac{V_0}{np_0} \frac{T_0}{T_1} \frac{dp}{dt} \tag{2.5}$$

なお、タンク内空気の初期状態（充填開始時）の温度を T_i とし、最終状態の温度を T_f とすると、充填中のポリトロープ指数 n は次式によって求めることができる。

$$n = \frac{T_f}{T_i} \tag{2.6}$$

1）音速で充填される場合（$p / p_1 \leqq b$）

このときの供試機器を通過する空気の体積流量 q_v はJIS B 8390 によると、次式で表される。

$$q_v = Cp_1 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \tag{2.7}$$

ここに、p_1 は供試機器上流の圧力、T_1 は供試機器上流の温度（室温）である。式（2.5）と式（2.7）より、次式が得られる。

$$\frac{dp}{dt} = \frac{nCp_0 p_1}{V_0} \sqrt{\frac{T_1}{T_0}} \tag{2.8}$$

充填開始時のタンク内圧力を p_i とし、式（2.8）を充填開始時（$t=0$、$p=p_i$）から任意の時間（$t=t$、$p=p$）まで積分すると、音速域での圧力 p の時間的変化は次式で表される直線となる。

$$p = \frac{nCp_0 p_1}{V_0}\sqrt{\frac{T_1}{T_0}}t + p_i \qquad (2.9)$$

また、$T_1 = T_i$ と仮定すると、式（2.6）及び（2.9）より、音速コンダクタンス Cは、次式のようになる。

$$C = \frac{V_0}{p_0 p_1}\frac{\sqrt{T_0 T_i}}{T_f}\frac{dp}{dt} \qquad (2.10)$$

依って、測定された圧力波形の音速域の直線部分の勾配 dp/dt の値を用いて、音速コンダクタンス Cを求めることができる。

2）亜音速で充填される場合（p／p_1＞b）

このときの供試機器を通過する空気の体積流量 q_v は拡張流量表示式によると、次式で表される。

$$q_v = Cp_1\sqrt{\frac{T_0}{T_1}}\left\{1-\left(\frac{\frac{p}{p_1}-b}{a-b}\right)^2\right\}^m \qquad (2.11)$$

ここに、pは供試機器下流の圧力、 aはクラッキング圧力比、bは供試機器の臨界圧力比、mは亜音速指数である。なお、クラッキング圧力比 aは１とする。

次に、$T_i = T_1$と仮定すると、式（2.5)、式（2.6）及び式（2.11）より、次式が得られる。

$$\frac{dp}{dt} = \frac{Cp_0 p_1}{V_0}\frac{T_f}{\sqrt{T_0 T_i}}\left\{1-\left(\frac{\frac{p}{p_1}-b}{1-b}\right)^2\right\}^m \qquad (2.12)$$

この微分方程式を解析的に解き､圧力 pを時間 tの関数として表すことは不可能である。そこで、計測された圧力波形を数値微分し、同一の時間における圧力 pとその微分値 dp/dt を用いて、最小二乗法によって、式(2.12)の亜音速指数mと臨界圧力比bを求める。

2.2 試験装置および試験方法

図 2.2 に示す試験回路によって、音速コンダクタンス C、臨界圧力比 b及び亜音速指数mの測定を行った。試験方法は以下に示す通りである。真空ポンプによって、タンク内の圧力をゲージ圧で約－98kPa まで低下させた後、真空保持用の遮断弁を閉じ、タンク内の

圧力及び温度が定常状態になるまで放置する。次に、開閉用の電磁弁を開き、大気中の空気をタンク内に充填し、充填中のタンク内の圧力変化を圧力ピックアップにより検出し、タンク内の空気の温度変化を直径 0.2㎜ の銅－コンスタンタン熱電対により検出し、ディジタルレコーダに取り込む。なお、圧力ピックアップの校正には水銀柱マノメータを使用し､大気圧はアネロイド気圧計で測定した｡消音器は流れの切換手段を持っていないので、供試消音器の約 10 倍の音速コンダクタンスを持つ電磁弁を上流に設置した。

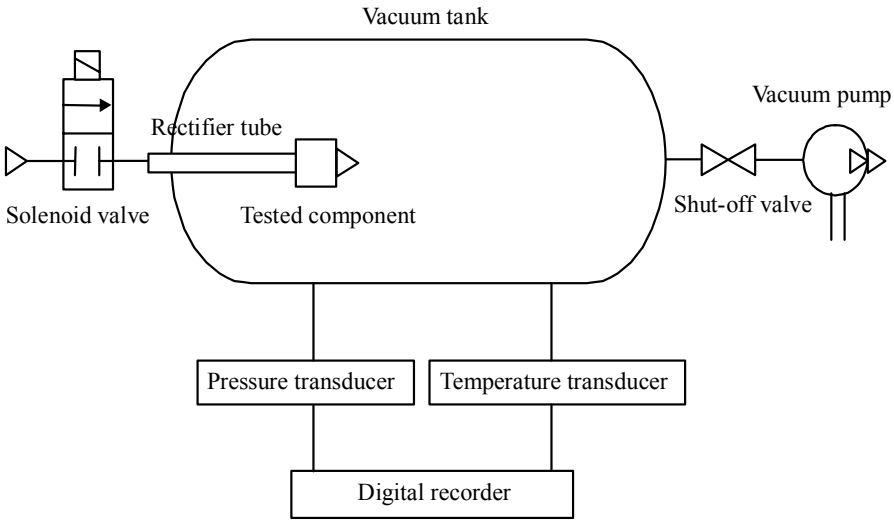


図 2.2 試験装置

2.3 試験結果

サイレンサとブローノズルを供試機器として、改良充填法と改良大気排気試験（流量法）による試験を実施し、試験法と流量表示式の違いによる試験結果の差異を検討した。改良充填法と改良大気排気試験〔IS06358 の大気排気試験を改良した流量法による試験）によるサイレンサとブローノズルの試験結果の比較を表 2.1 に示す。ブローノズルについては、二つの試験法によって得られた特性値は良く一致している。また、二つの試験法の試験圧力が異なるので、サイレンサの変形を考慮すると、試験結果の差は実用的にみて許容範囲内にある。

図 2.3～図 2.22 に各種の試験法と流量特性表示式によって得られた「圧力比-流量比」特性の比較を示す。図に示した事項の説明を以下に示す。

１）「●：実験値(改良流量法)」→　●は改良大気排気試験〔IS06358 の大気排気試験を改良した流量法〕による試験によって得られた実験値を示す。

２）「―：b=-0.61（IS0 表示式,改良流量法)」→　―は改良大気排気試験によって得られた実験値から IS06358 の楕円表示式に代入して臨界圧力比ｂ＝-0.61 を求め、このｂによる楕円流量特性の計算値を示す。

３）「○：m=0.640,b=0.153（拡張表示式,改良流量法)」→　○は改良大気排気試験によって得られた実験値から拡張表示式の亜音速指数m=0.640 及び臨界圧力比ｂ=0.153 を求め、このｍとｂによる流量特性の計算値を示す。

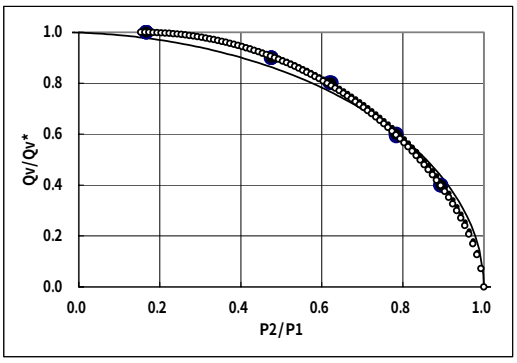
４）「…：m=0.609,b=0.154（拡張表示式,改良充填法）」→　…は改良充填法によって得られた実験値から拡張表示式の亜音速指数m=0.609 及び臨界圧力比ｂ=0.154 を求め、このｍとｂによる流量特性の計算値を示す。
５）「C=1.87[dm³/(s.bar)]（改良充填法）」→　ここに示したＣの値は改良充填法によって測定した音速コンダクタンスである。
６）「S=5C=9.34[mm²]」→　ここに示したＳの値は改良充填法によって測定した音速コンダクタンスを有効断面積に換算した値である。

2.4 まとめ

本章においては、以下の事が明らかになった。
１）従来、臨界圧力比bの実用的な許容誤差は経験的に±0.05 と言われていたが、これが正しいことが図と表から明らかである。
２）亜音速指数mの実用的な許容誤差は±0.05 と考えられる。
３）ブローノズルの亜音速指数mは 0.5 として差し支えない。即ち、流量特性を ISO 6358 の楕円式で表示することができる。
４）ブローノズルの場合、改良充填法と改良大気排気試験による試験結果はよく一致している。
５）サイレンサの場合、改良充填法と改良大気排気試験では試験圧力が異なるため、弾性変形による流路の開口面積が亜音速指数に影響を及ぼす。そのため、弾性変形の大きいサイレンサほど亜音速指数が大きくなる。サイレンサの使用圧力を考慮すると、改良充填法によって流量特性を試験する方が実際の使用状態に近いと考えられる。
６）改良充填法と改良大気排気試験で得られた音速コンダクタンスの差が大きいサイレンサは弾性変形の大きいサイレンサと考えられる。また、本来、流路が変形しないと考えられているブローノズルにおいても、図 2.20（ノズル　Ｅ社ＮＯ.5）のように亜音速指数が 0.67、音速コンダクタンスの誤差が 14.3%となっているブローノズルがある。この原因の一つとして改良大気排気試験におけるブローノズルの変形が考えられる。
７）改良充填法は大口径の空気圧機器の流量特性の測定に適している。それ故に、改良充填法によって、ISO 流量法による測定が困難な大口径の大気排気機器の流量特性の測定が可能になった。

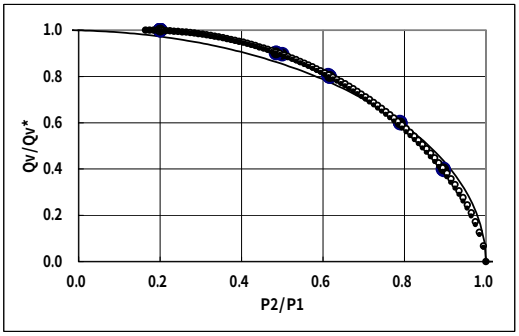
表 2.1　改良充填法と改良大気排気試験の測定

	社名	番号	改良大気排気試験					改良充填法					改良大気排気試験と改良充填法との誤差			
			C	S	ISO楕円式	拡張表示式		C_0	S_0	ISO楕円式	拡張表示式		$(C-C_0)/C_0*100$	ISO楕円式	拡張表示式	
					b	m	b			b_0	m_0	b_0		$b-b_0$	$m-m_0$	$b-b_0$
			[$dm^3/(s\cdot bar)$]	[mm^2]	[−]	[−]	[−]	[$dm^3/(s\cdot bar)$]	[mm^2]	[−]	[−]	[−]	[%]	[−]	[−]	[−]
サイレンサ	A社	NO.1	2.10	10.5	−0.061	0.640	0.153	1.87	9.3	−0.009	0.609	0.154	12.4	−0.052	0.031	−0.001
		NO.2	3.87	19.4	−0.043	0.625	0.156	3.47	17.3	−0.042	0.656	0.164	11.6	−0.001	−0.031	−0.008
		NO.3	4.06	20.3	0.103	1.398	0.590	3.63	18.1	−0.372	0.887	0.211	12.0	0.475	0.511	0.379
		NO.4	1.44	7.2	0.151	0.611	0.324	1.43	7.2	0.294	0.618	0.389	0.7	−0.143	−0.007	−0.065
	B社	NO.1	3.40	17.0	−0.186	0.543	0.050	2.90	14.5	0.115	0.558	0.182	17.2	−0.301	−0.015	−0.132
		NO.2	0.92	4.6	0.171	0.586	0.294	0.88	4.4	0.288	0.614	0.374	4.6	−0.117	−0.028	−0.080
	C社	NO.1	0.83	4.2	−0.050	0.550	0.060	0.81	4.0	0.096	0.540	0.147	2.9	−0.146	0.010	−0.087
		NO.2	1.26	6.3	−0.189	0.772	0.199	1.19	5.9	0.101	0.625	0.242	6.1	−0.290	0.147	−0.043
		NO.3	3.50	17.5	0.433	0.552	0.482	3.21	16.0	0.306	0.654	0.426	9.1	0.127	−0.102	0.056
ノズル	D社	NO.1	0.33	1.7	0.277	0.588	0.392	0.34	1.7	0.426	0.540	0.448	−2.9	−0.149	0.048	−0.056
		NO.2	0.94	4.7	0.363	0.526	0.395	0.91	4.6	0.473	0.542	0.494	3.3	−0.110	−0.016	−0.099
		NO.3	0.53	2.6	0.425	0.556	0.477	0.53	2.7	0.478	0.572	0.519	−1.1	−0.053	−0.016	−0.042
		NO.4	1.36	6.8	0.385	0.500	0.388	1.29	6.4	0.476	0.569	0.508	5.4	−0.091	−0.069	−0.120
	E社	NO.1	1.11	5.6	0.362	0.519	0.395	1.03	5.2	0.466	0.573	0.501	7.6	−0.104	−0.054	−0.106
		NO.2	1.68	8.4	0.358	0.569	0.441	1.61	8.0	0.400	0.582	0.467	4.6	−0.042	−0.013	−0.026
		NO.3	3.44	17.2	0.431	0.524	0.457	3.37	16.9	0.347	0.553	0.399	2.0	0.084	−0.029	0.058
		NO.4	2.17	10.9	0.415	0.501	0.416	2.15	10.8	0.369	0.595	0.448	0.9	0.046	−0.094	−0.032
		NO.5	1.25	6.3	0.087	0.671	0.336	1.09	5.5	0.397	0.557	0.441	14.3	−0.310	0.114	−0.105
		NO.6	0.52	2.6	0.318	0.573	0.399	0.50	2.5	0.398	0.567	0.446	4.3	−0.080	0.006	−0.047
		NO.7	0.76	3.8	0.264	0.541	0.328	0.73	3.7	0.421	0.572	0.446	3.4	−0.157	−0.031	−0.118



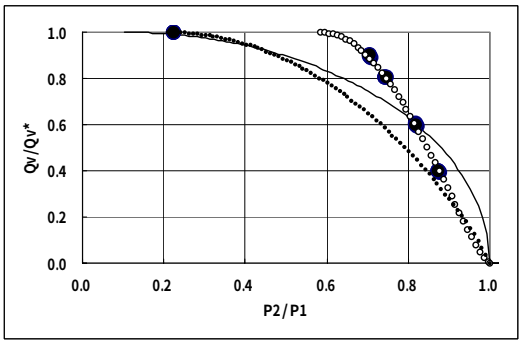
●：実験値(改良流量法)
—：b=-0.061
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.640,b=0.153
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.609,b=0.154
(拡張表示式,改良充填法)
C=1.87[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=9.34[mm²]

図 2.3 サイレンサ A社NO.1



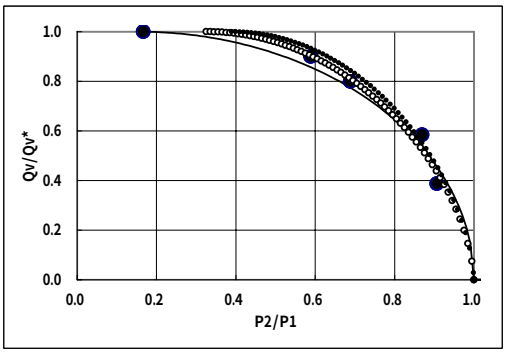
●：実験値(改良流量法)
—：b=-0.043
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.625,b=0.156
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.656,b=0.164
(拡張表示式,改良充填法)
C=3.47[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=17.3[mm²]

図 2.4 サイレンサ A社NO.2



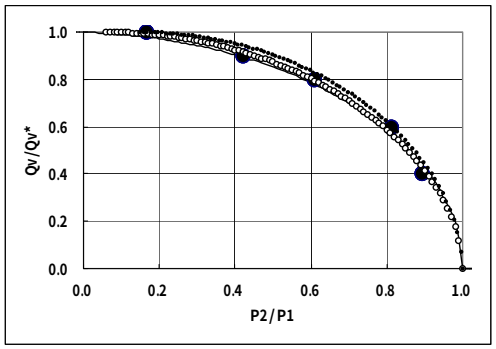
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.103
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=1.398,b=0.590
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.887,b=0.211
(拡張表示式,改良充填法)
C=3.63[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=18.2[mm²]

図 2.5 サイレンサ A社NO.3



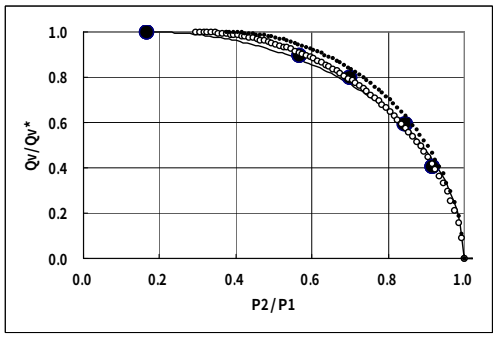
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.151
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.611,b=0.324
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.618,b=0.389
(拡張表示式,改良充填法)
C=1.43[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=7.15[mm²]

図 2.6 サイレンサ A社NO.4



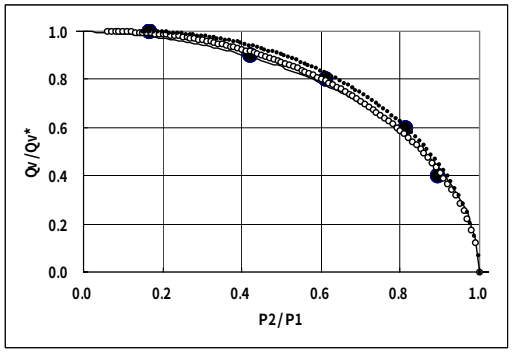
●：実験値(改良流量法)
—：b=-0.186
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.543,b=0.050
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.558,b=0.182
(拡張表示式,改良充填法)
C=2.90[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=14.51[mm²]

図 2.7 サイレンサ B社NO.1



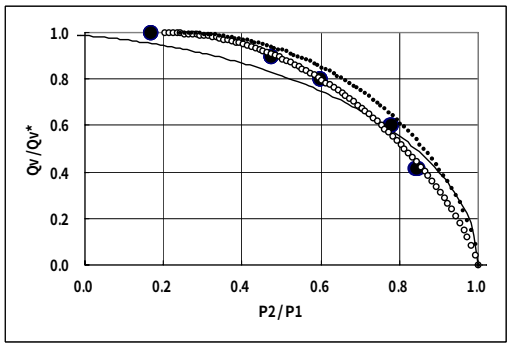
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.171
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.614,b=0.294
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.614,b=0.374
(拡張表示式,改良充填法)
C=0.88[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=4.40[mm²]

図 2.8 サイレンサ B社NO.2



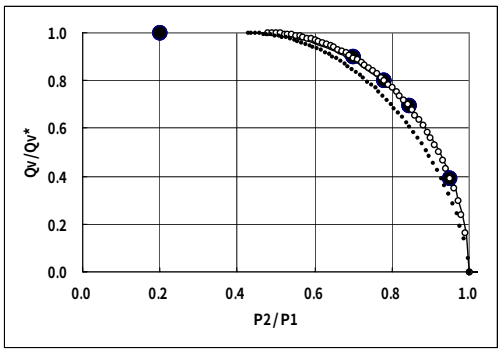
●：実験値(改良流量法)
—：b=-0.050
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.550,b=0.060
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.540,b=0.147
(拡張表示式,改良充填法)
C=0.81[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=4.03[mm²]

図 2.9 サイレンサ C社NO.1



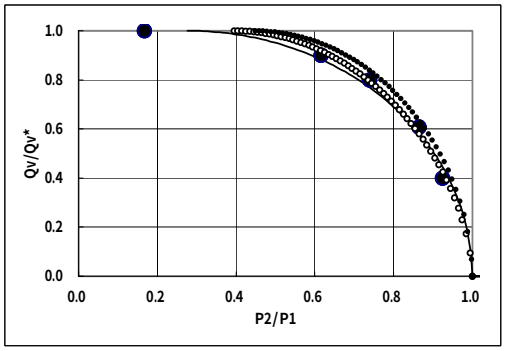
●：実験値(改良流量法)
—：b=-0.189
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.772,b=0.199
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.625,b=0.242
(拡張表示式,改良充填法)
C=1.19[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=5.94[mm²]

図 2.10 サイレンサ C社NO.2



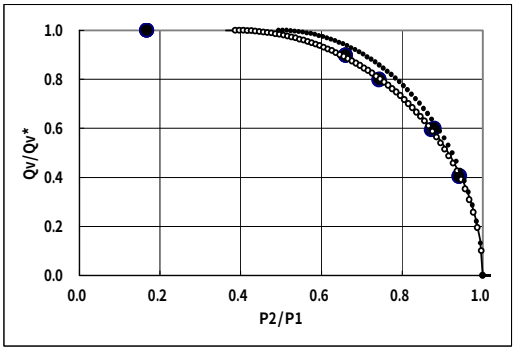
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.433
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.552,b=0.482
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.654,b=0.426
(拡張表示式,改良充填法)
C=3.21[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=16.04[mm²]

図 2.11 サイレンサ C社NO.3



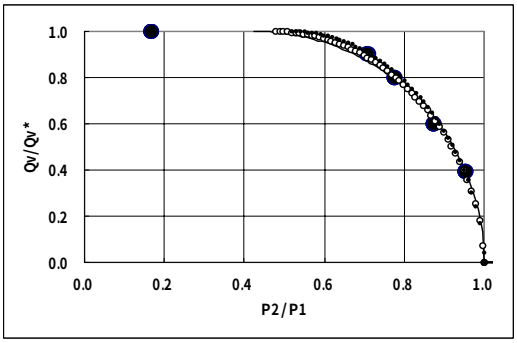
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.277
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.588,b=0.392
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.540,b=0.448
(拡張表示式,改良充填法)
C=0.34[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=1.72[mm²]

図 2.12 ノズル D社NO.1



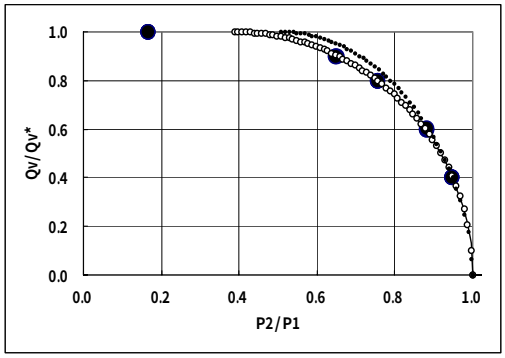
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.363
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.526,b=0.395
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.542,b=0.494
(拡張表示式,改良充填法)
C=0.91[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=4.57[mm²]

図 2.13 ノズル D社NO.2



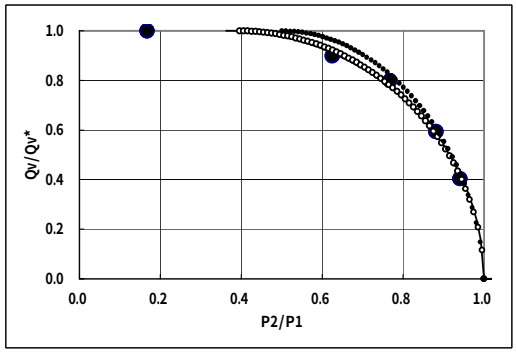
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.425
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.556,b=0.477
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.572,b=0.519
(拡張表示式,改良充填法)
C=0..53[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=2.65[mm²]

図 2.14 ノズル D社NO.3



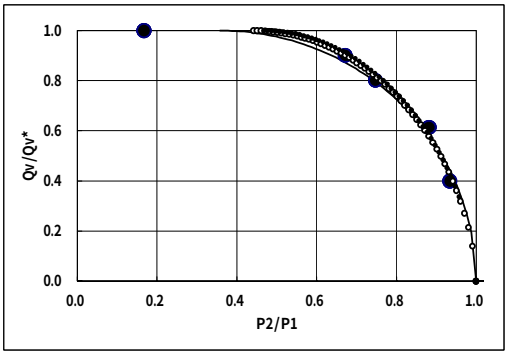
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.385
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.500,b=0.388
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.569,b=0.508
(拡張表示式,改良充填法)
C=1.29 [dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=6.43[mm²]

図 2.15 ノズル D社NO.4



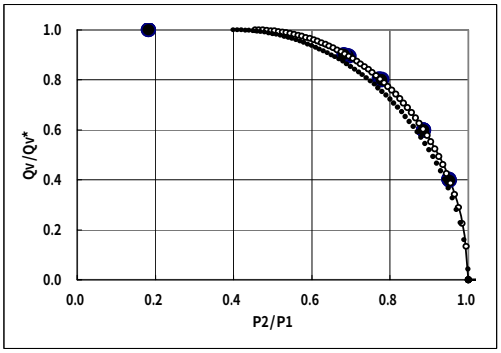
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.362
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.519,b=0.395
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.573,b=0.501
(拡張表示式,改良充填法)
C=1.03[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=5.16[mm²]

図 2.16 ノズル E社NO.1



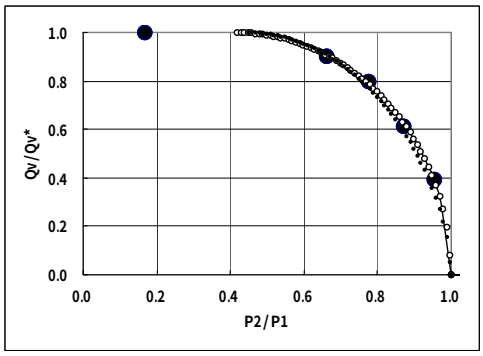
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.358
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.569,b=0.441
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.582,b=0.467
(拡張表示式,改良充填法)
C=1.61[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=8.03[mm²]

図 2.17 ノズル E社NO.2



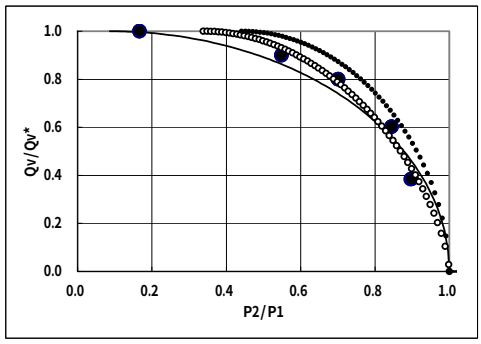
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.431
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.524,b=0.457
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.553,b=0.399
(拡張表示式,改良充填法)
C=3.37[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=16.86[mm²]

図 2.18 ノズル E社NO.3



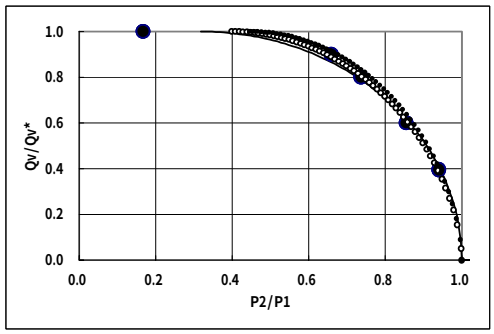
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.415
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.501,b=0.416
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.595,b=0.448
(拡張表示式,改良充填法)
C=2.15[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=10.75[mm²]

図 2.19 ノズル E社NO.4



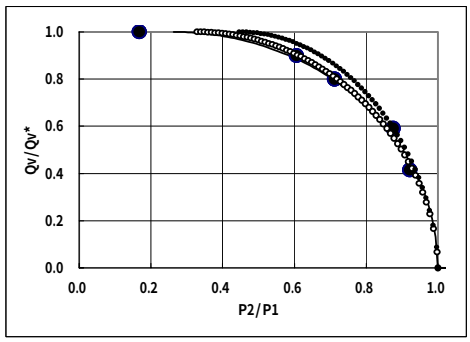
●：実験値 (改良流量法)
—：b=0.087
(ISO表示式,改良流量法)
○：m=0.671,b=0.336
(拡張表示式,改良流量法)
・・・：m=0.557,b=0.441
(拡張表示式,改良充填法)
C=1.09[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=5.47[mm²]

図 2.20 ノズル E社NO.5



●：実験値(改良流量法)
—：b=0.318
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.573,b=0.399
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.567,b=0.446
(拡張表示式,改良充填法)
C=0.50[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=2.49[mm²]

図 2.21 ノズル E社NO.6



●：実験値(改良流量法)
—：b=0.264
(ISO 表示式,改良流量法)
○：m=0.541,b=0.328
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.572,b=0.446
(拡張表示式,改良充填法)
C=0.73[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=3.67[mm²]

図 2.22 ノズル E社NO.7

第 3 章　小径接続機器・管継手の流量特性試験

本章では、小径接続機器と管継手の流量特性に関する試験方法と実験調査を述べる。小径接続機器は速度制御弁、シャトル弁、急速排気弁、絞り弁、逆止弁等である。管継手では、大きく直管系とエルボ系に大別できるが、直管部の長いもの、オリフィスに近い形状の継手、いくつかの要素が結合したカプラ型継手、ノズル形状の継手等がある。また、接続形式では、ねじ形式とプッシュイン形式に分けられる。今回の供試機器は、入出口の接続径が小さいため圧力測定管と供試機器の間に、試作した基準継手を接続して、JIS B 8390(ISO 6358)に規定された試験回路に準じて、実験を行う。このため、基準継手もこれらの接続に適した形状を採用している。とくに、プッシュイン形式の基準継手では直管部の長さ、空気の流れ方向の面取りの大きさが流量特性に影響を与えると考えられる。このような配慮をして、基準継手の形状を決定した。

これらの供試機器の流量特性は、固定絞りとみなされる場合と空気流により開口部の面積が変わる可変開口とみなされる場合に大別される。固定絞り形式の場合は、JIS B 8390 に規定された楕円の関係による整理式を用いて、供試機器の流量特性が評価できる。しかし、可変開口をもつ供試機器では、このような楕円の関係式で整理できないため、拡張流量特性表示式を用いて流量特性を評価する。

3.1　インライン試験と大気排気試験の装置と試験方法

3.1.1　インライン試験回路　第 7 章の ISO 規格原案 PART1 の 5.1 に示す。

3.1.2　大気排気の試験回路　第 7 章の ISO 規格原案 PART1 の 5.2 に示す。

3.1.3　基準継手　第 7 章の ISO 規格原案 PART1 の 5.6 に示す。

3.1.4　試験方法

(1) 小径接続機器の試験方法　小径接続機器は、接続口が小さいため、供試機器の上流と下流に基準継手を接続し、さらに圧力測定管をその上流、下流に接続して行った。上流圧力を 500 kPa 以上に設定し、下流側の流量調整弁により流量をチョーク流量である 100%から 10%ごとに変えて 90%、80%、70%、60%、50%、40%、30%、20%、10%について測定した。これは JIS 規格あるいは、ISO 規格原案よりも測定点が多いが、供試機器の流量特性をより細かく把握するためである。

(2) 管継手の試験方法　管継手の接続形式は、上流側接続口がねじで、下流側接続口はプッシュイン形式が多く、これらの接続に合う基準継手を接続し実験を行った。管継手の内径は、接続する基準継手の内径にほぼ等しいものが多くあり、管継手の流量特性は基準継手との合成流量特性になることがある。

基準継手の断面積とこれに接続する上流・下流の圧力測定管の断面積による面積比を第 7 章の ISO 規格原案 PART1 の Annex F に示す。

3.2　特性計算式

今回の試験結果の圧力-流量の関係を整理するのに用いた式は､可変開口をもつ供試機器にも適用できるように拡張した拡張流量表示式（3.1）である。

$$q_v / q_v^* = (1-((r-b)/(a-b))^2)^m \qquad (3.1)$$

ここに、a：クラッキング圧力比、b：臨界圧力比、m：亜音速指数、q_v：体積流量、r：圧力比（p_2/p_1）、添え字；*：チョーク流れ状態、**1**：上流側、**2**：下流側である。

3.3 小径接続機器の試験結果

小径接続機器の試験結果を図 3.1 から図 3.19 に示す。図中に、チョーク流れ状態での音速コンダクタンス、圧力、流量を併記した。

3.3.1 速度制御弁の試験結果 昨年度と同様の機種である速度制御弁は、チェック弁と制御流ともに全開のFO、チェック弁のみで流れるFC、制御流れのみ全開のCOの 3 つの状態で実験し、これら 3 種類の実験結果を示した。FOとCOの場合では、クラッキング圧力比はa＝1 である。亜音速指数m、臨界圧力比bはソルバー*による計算結果である。チェック弁のみで流れるFCでは、臨界圧力比を流量 90%、80%、60%、40%の実験値を用いて最小二乗法で求めている。（第 7 章のISO規格原案PART1 のAnnex Hに示す。）小径接続機器の臨界圧力比は、0.454 以下、音速コンダクタンスは、1.66 以下である。

3.3.2 単体と同系統の機器の試験結果 流量特性が一つで示される単体の機器と、これに類似した同系統の機器の試験結果を図 3.1、3.3、3.8、3.9、3.15 に示す。これらの機器は流量特性が類似しており、亜音速指数が 0.5 で整理できる機器が多い。クラッキング圧力比が 1 でないのは、図 3.8、図 3.9、図 3.15 の（aは 0.919 と試験機器の中でも小さい値を示した）である。

3.3.3 大気排気機器の試験結果 大気排気機器の試験結果を図 3.11、3.12、3.13、3.14、3.16、3.17、3.18、3.19 に示す。これらの機器の亜音速指数は、クラッキング圧力比の変化があるためかなり範囲で変化する。図 3.13 は、クラッキング圧力比 0.918 を示した。

3.4 管継手の試験結果

3.4.1 管継手の近寄り速度係数 管継手は、内径を大きくして空気流の抵抗による圧力損失が小さくなるように設計されている。このため、管継手前後で生じる差圧が小さいため、管継手の臨界圧力状態が実現できるかが問題である。そこで、今回試験に用いた管継手の流れ状態がどのようでなるかを調べることとした。管継手の断面積と圧力測定管の断面積による面積比をβとして、この面積比βから求められる近寄り速度係数E、（ここでE=1/sqrt(1-β^2(p_2/p_1)$^{2/\kappa}$)、またκ＝1.4）試験結果の上流圧力p_1と下流圧力p_2の圧力比p_2/p_1を求めた。ノズルのような絞り形状をもつときのチョーク状態は、圧力比 0.528 以下であるとされている。管継手のチョーク状態も理想的なノズルとは異なるものの、圧力比が 0.528 に近い値になると推測される。表 3.1 に管継手の流れ状態を示す面積比、圧力比、近寄り速度係数を示す。この表から、チョーク状態であると思われる圧力比の値 0.53 より小さい圧力比を示した管継手は少ないことが分かる。

3.4.2 各種の管継手の試験結果 直管形式の管継手の実験結果を図 3.20 に示す。この場合は、圧力比が 0.692 以下で近寄り速度係数も 1 に近いため、亜音速指数を 0.5 として計算すると実験値との差はほとんど見られない。

図 3.21 に示す直管形式の管継手では、小径の 4 機種での計算流量は定まるが、近寄り速度係数が 1.1 より大きく、圧力比が 0.95 を超えるような機種では、計算流量を評価することが難しい。

エルボ形式の管継手の実験結果を図 3.22 に示す。この管継手は、圧力比が 0.85 以下の場合がほとんどであり、圧力比がかなり 1 に近いので、臨界圧力比が大きく計算されているように思われる。

別なエルボ形式の管継手の実験結果を図 3.23 に示す。この場合は、圧力比が 0.8 を超える機種は 1 つで、近寄り速度係数は全体的に 1.0 に近い値である。このため、ソルバーで求められた亜音速指数は 0.45 から 0.62 の値である。

表 3.1　管継手の面積比、圧力比と近寄り速度係数

管継手記号	面積比 β	E	p_2/p_1	管継手記号	面積比 β	E	p_2/p_1
L1	0.25	1.08	0.679	S1	0.028	1.01	0.644
L2	0.12	1.04	0.696	S2	0.013	1.00	0.634
L3	0.444	1.25	0.857	S3	0.111	1.03	0.692
L4	0.213	1.10	0.852	S4	0.053	1.02	0.688
L5	0.444	1.21	0.798	S5	0.198	1.06	0.686
L6	0.479	1.27	0.849	S6	0.095	1.02	0.589
L7	0.479	1.31	0.913	S7	0.179	1.05	0.659
L8	0.174	1.01	0.612	S8	0.29	1.09	0.645
L9	0.077	1.00	0.346	S9	0.25	1.01	0.45
L10	0.25	1.02	0.825	S10	0.25	1.01	0.456
L11	0.111	1.00	0.511	S11	0.563	1.17	0.89
L12	0.179	1.03	0.405	S12	0.563	1.17	0.892
L13	0.29	1.05	0.445	S13	0.444	1.11	0.959
				S14	0.444	1.11	0.958
				S15	0.387	1.25	0.953
				S16	0.333	1.21	0.96

図 3.24 はカプラ型の管継手の試験結果である。この継手は中間に絞り構造をもち、その前後に専用の取合い継手をもつ。流量特性は 3 種類とも類似し、亜音速指数は 0.56～0.58 である。

図 3.25 の継手は、上と中がエルボ形式の継手であり、大は直管継手である。これらは 3.4.1 で述べた管継手と同様の形式であるため、前者の 2 つの臨界圧力比は近い値であるが、後者の臨界圧力比は大きい値になる。

管継手類は、取合い配管径に近い口径をもつので、ノズルの特性を基本にしている楕円の関係式を適用することは困難である．亜音速指数を含む、式（3.1）の拡張流量表示式を用いることになる。

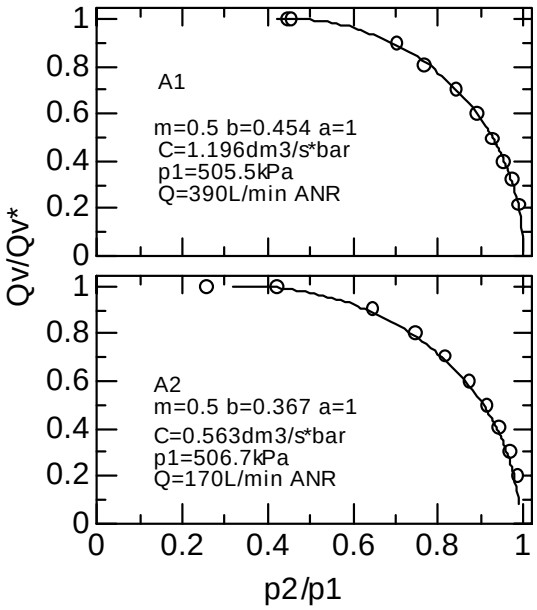


図 3.1　流量特性

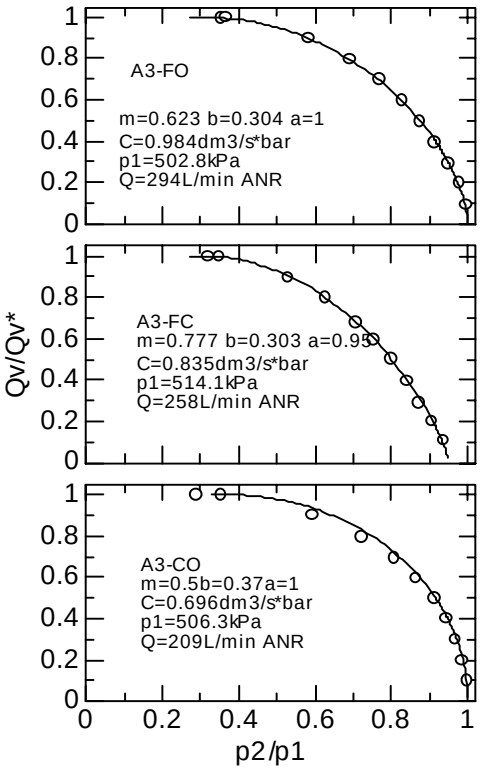


図 3.2　流量特性

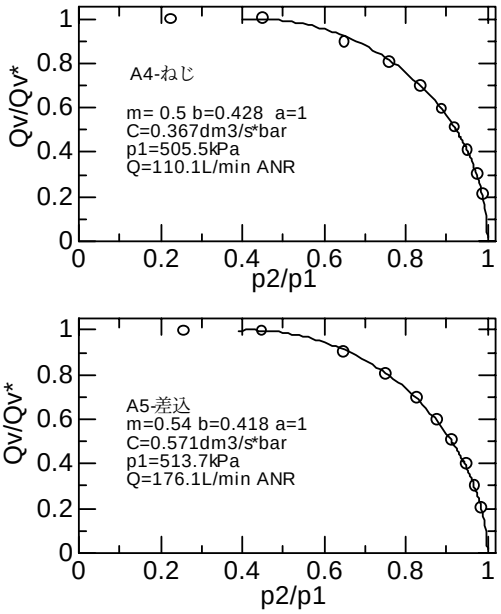


図 3.3　流量特性

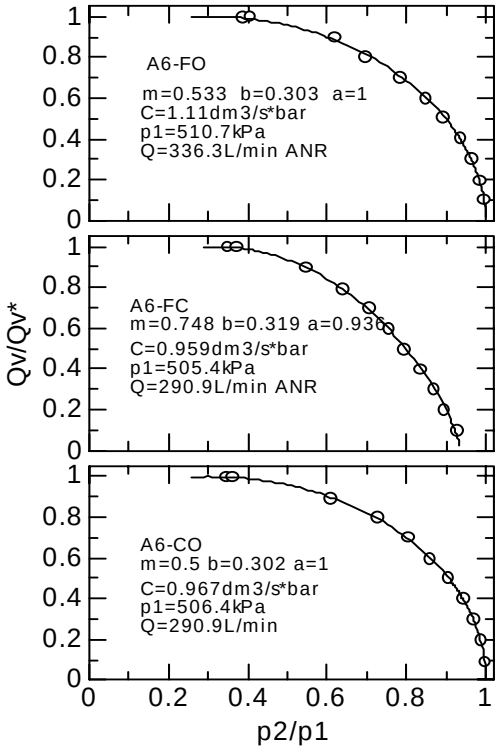


図 3.4　流量特性

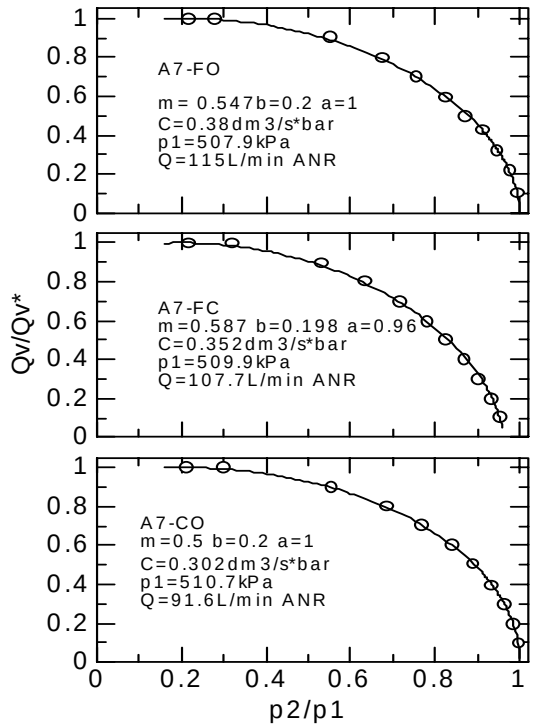


図 3.5　流量特性

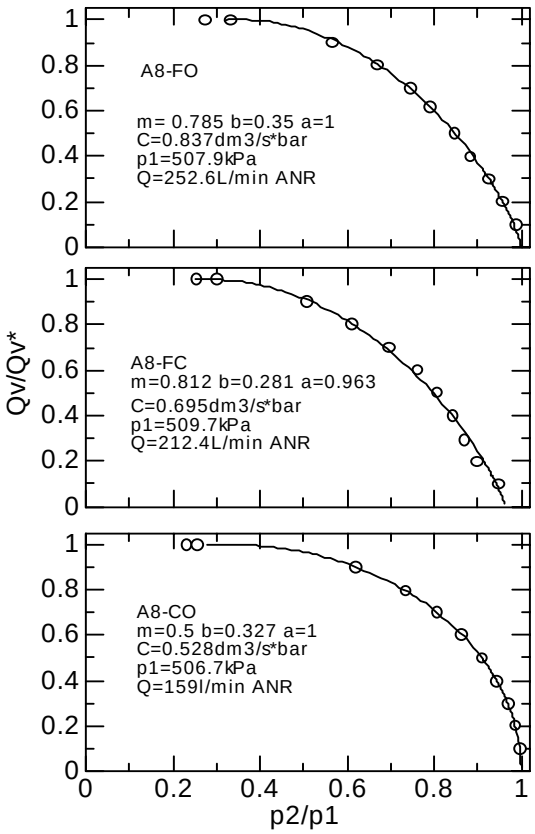


図 3.6　流量特性

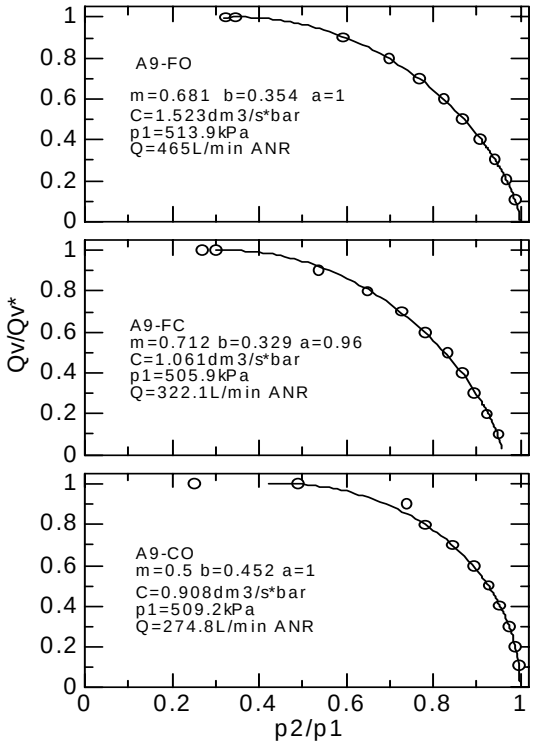


図 3.7　流量特性

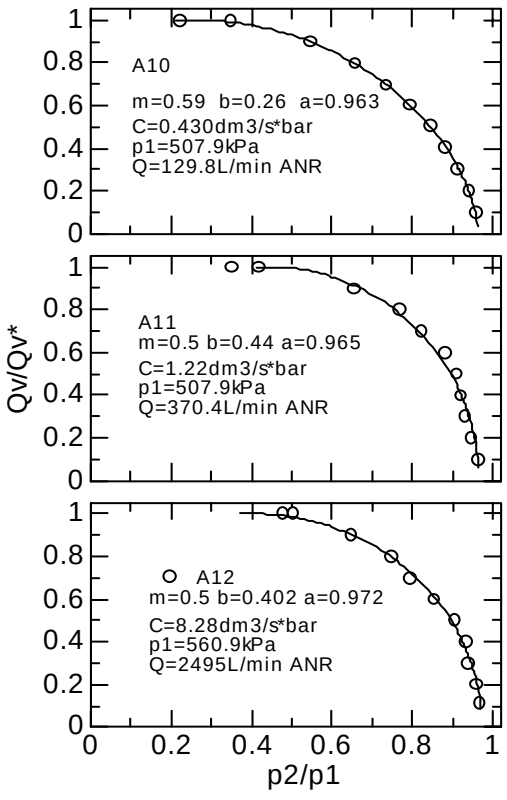


図 3.8　流量特性

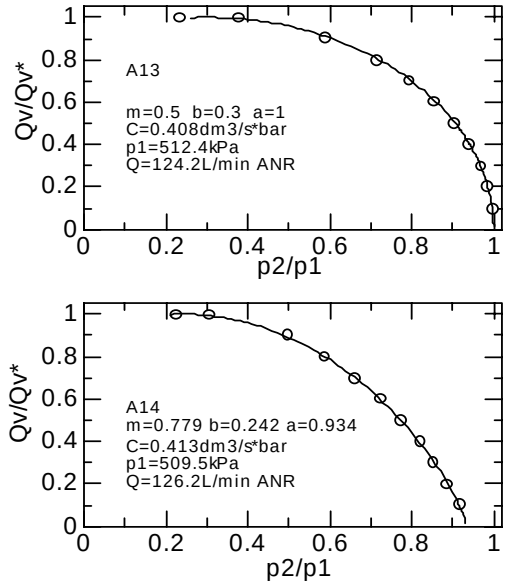


図 3.9　流量特性

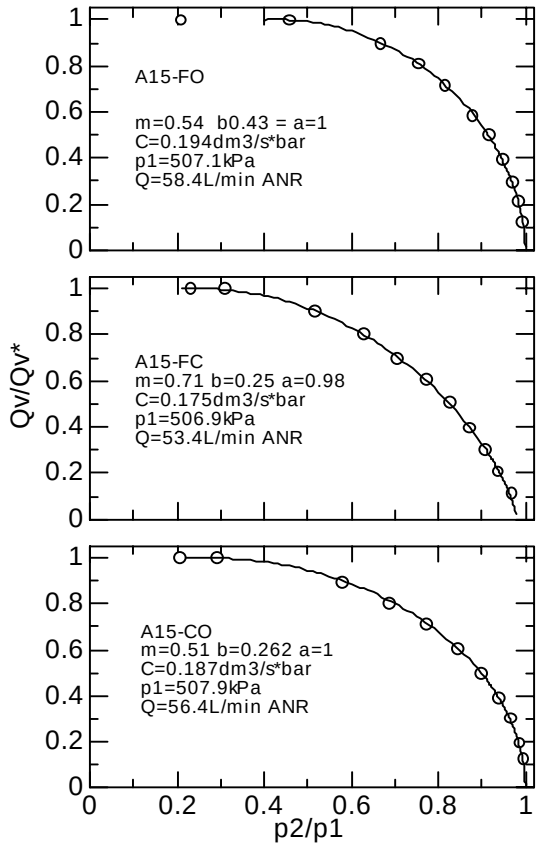


図 3.10　流量特性

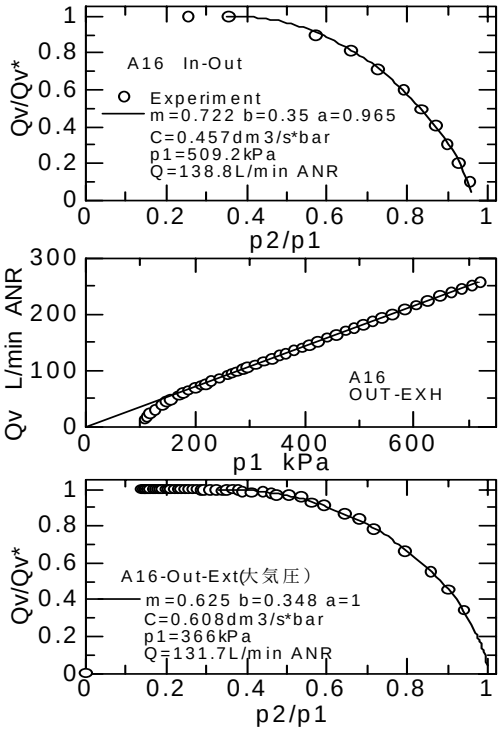


図 3.11　流量特性

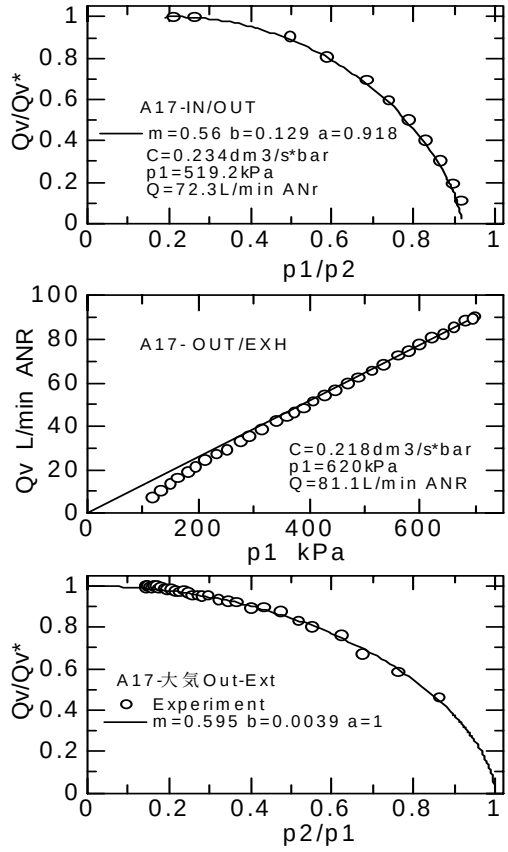


図 3.12　流量特性

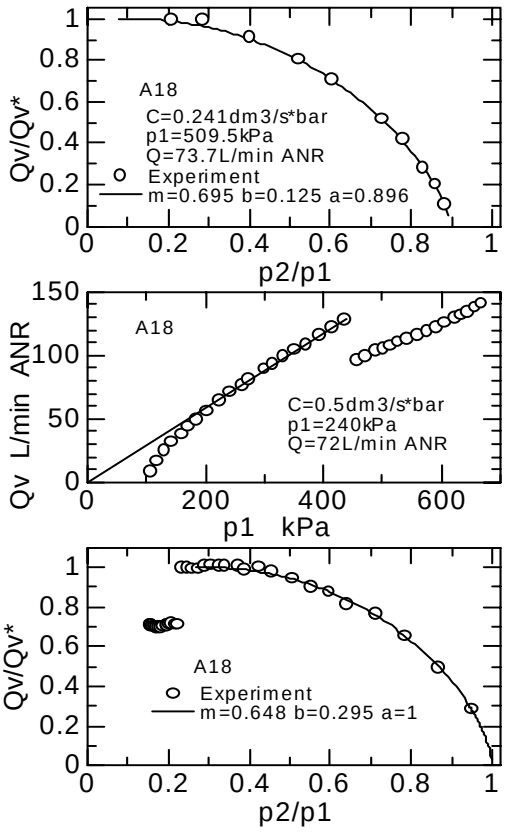


図 3.13　流量特性

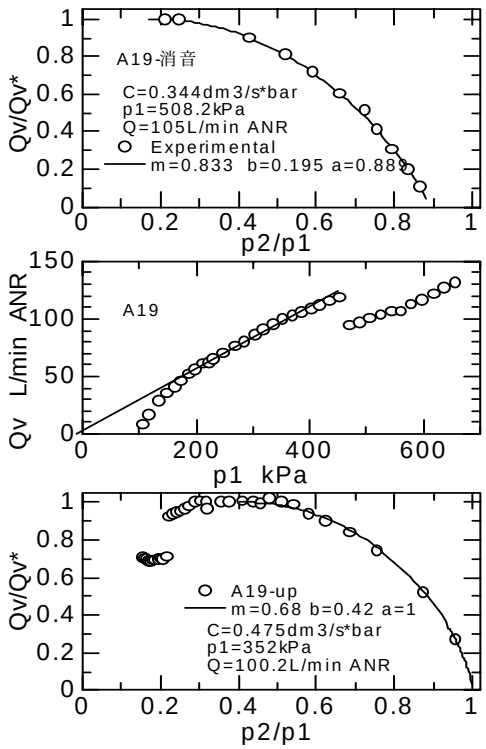


図 3.14　流量特性

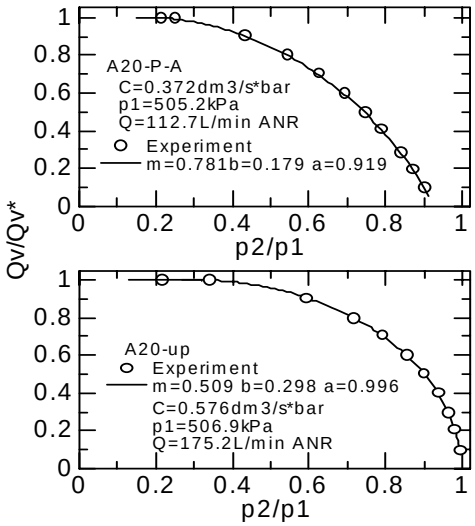


図 3.15　流量特性

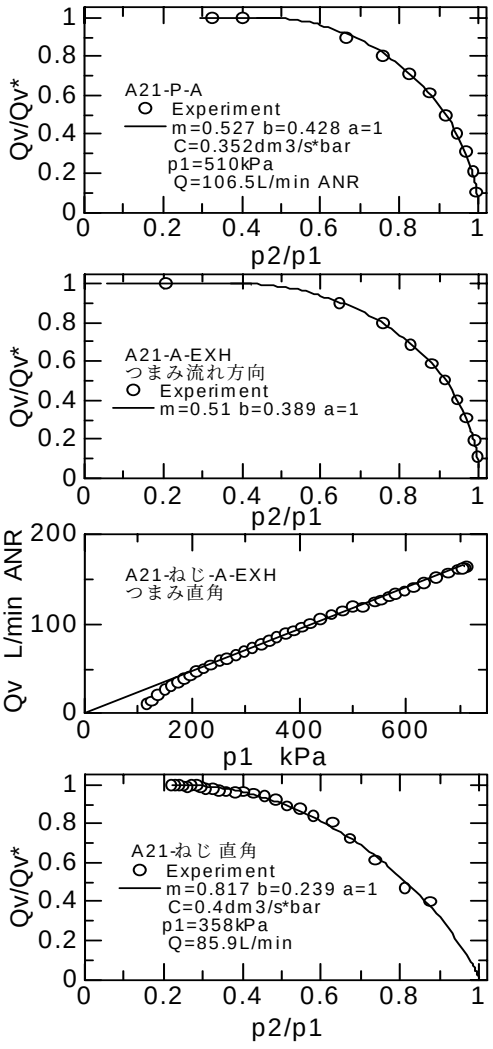


図 3.16　流量特性

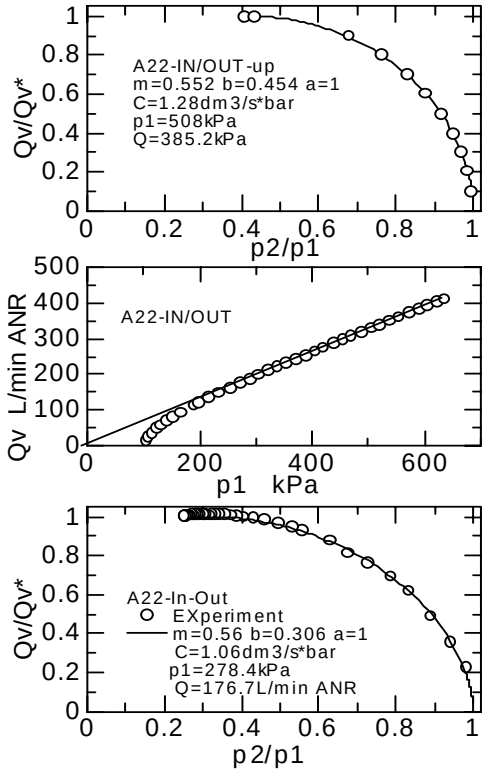


図 3.17　流量特性

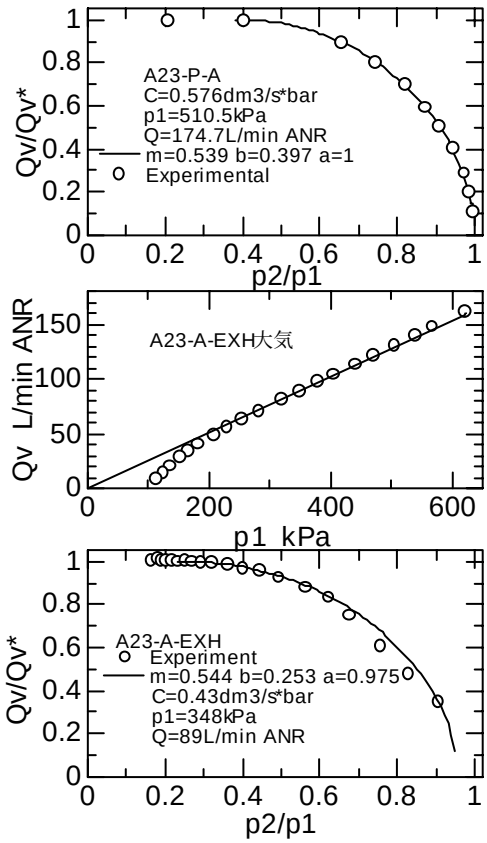


図 3.18　流量特性

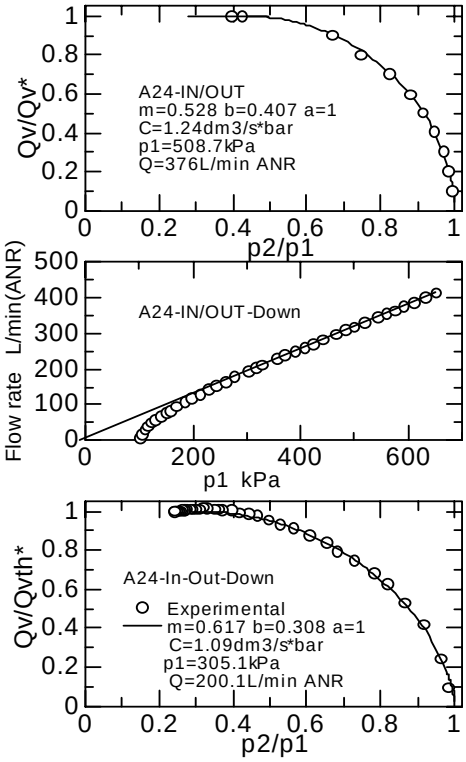


図 3.19　流量特性

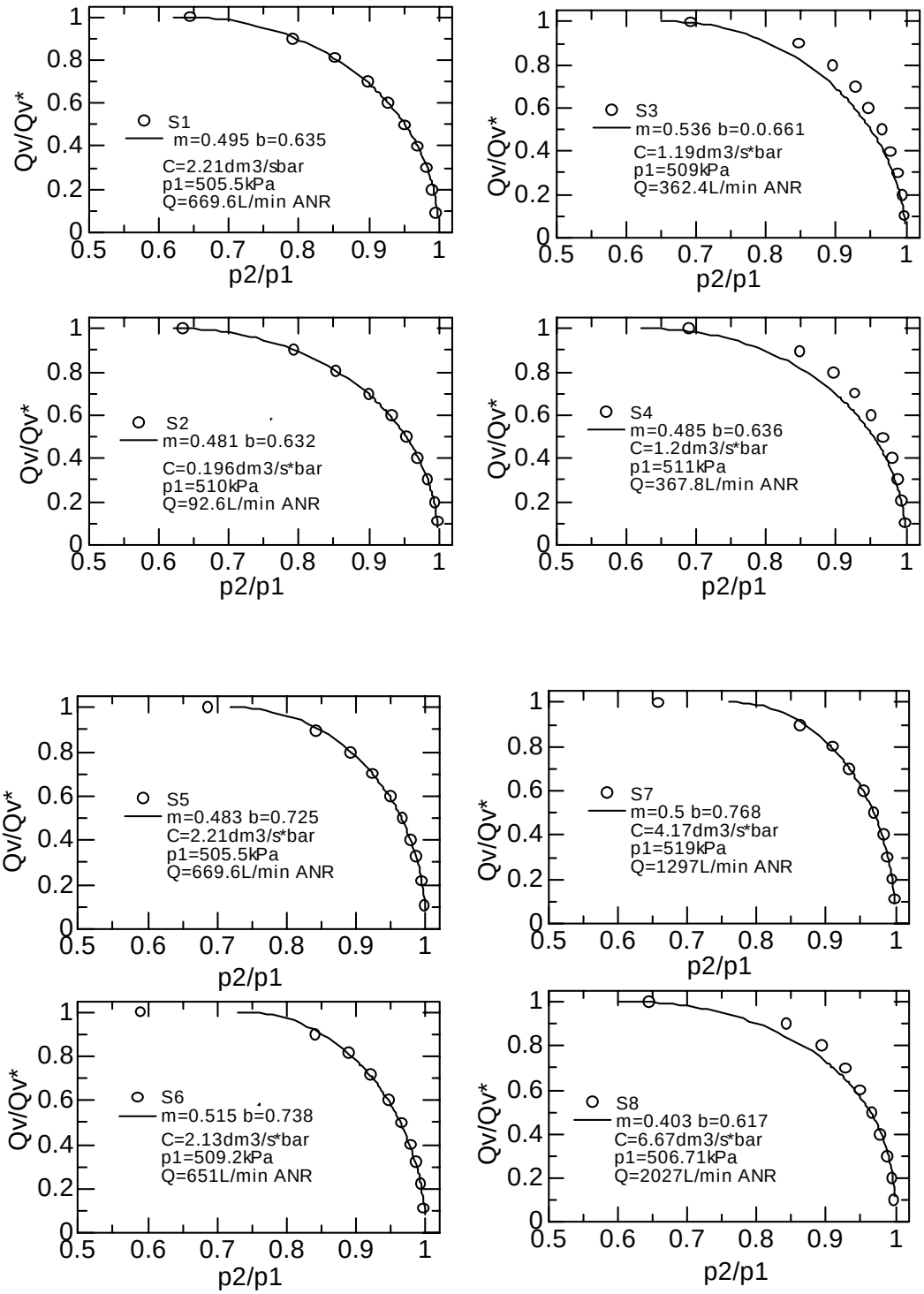


図 3.20　直管型の管継手流量特性

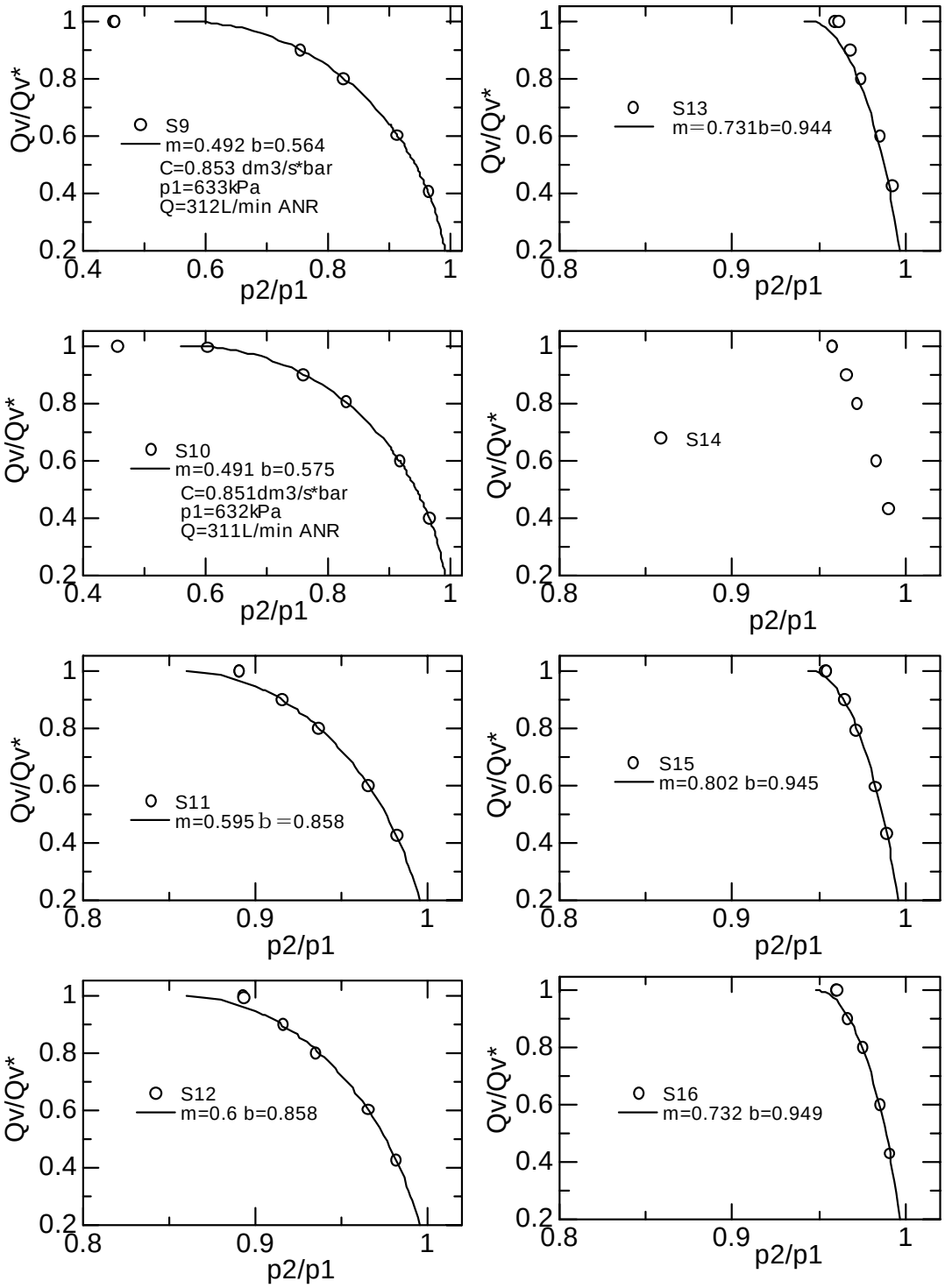


図 3.21　直管型の管継手流量特性

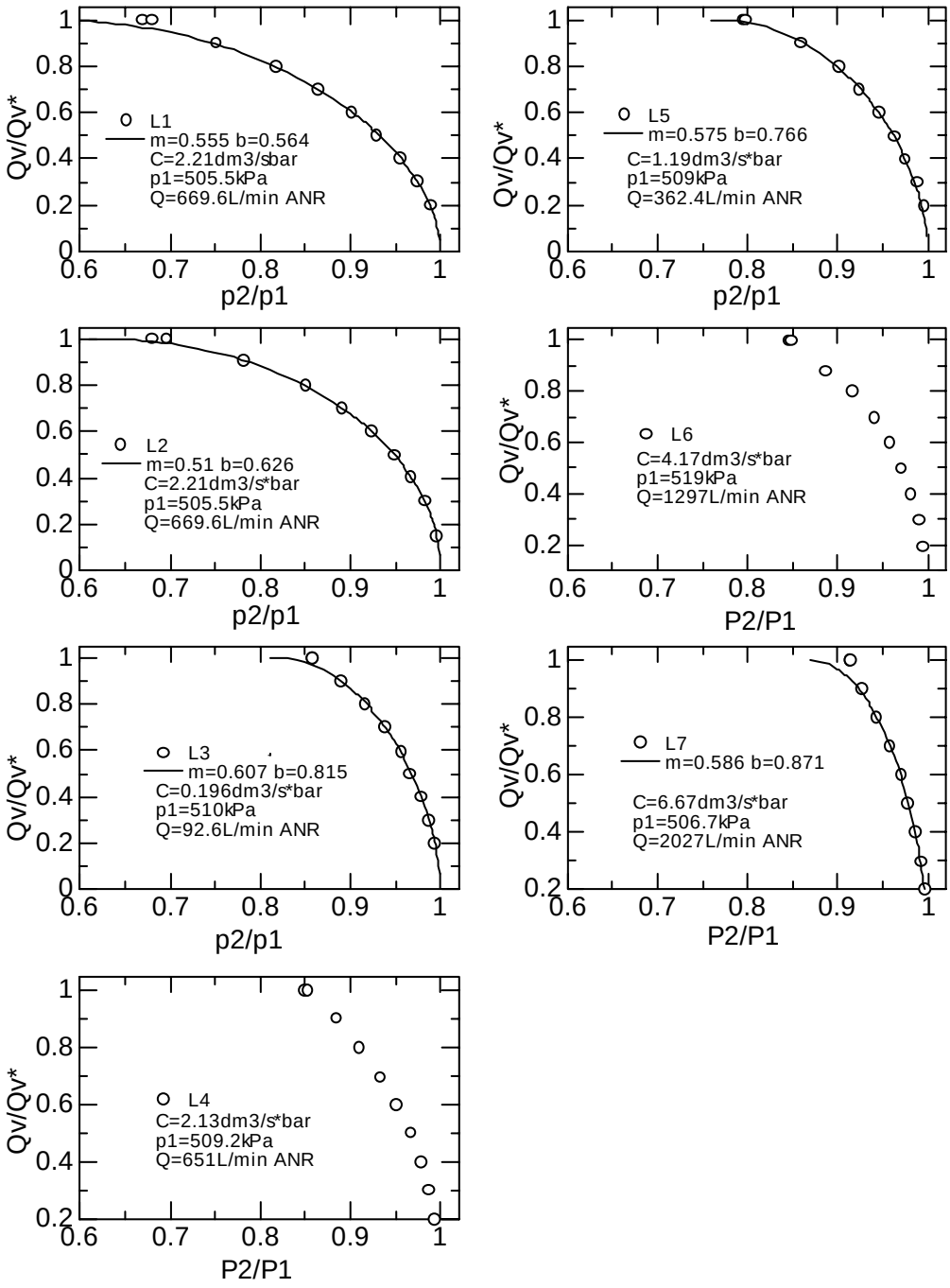


図 3.22　エルボ型の管継手流量特性

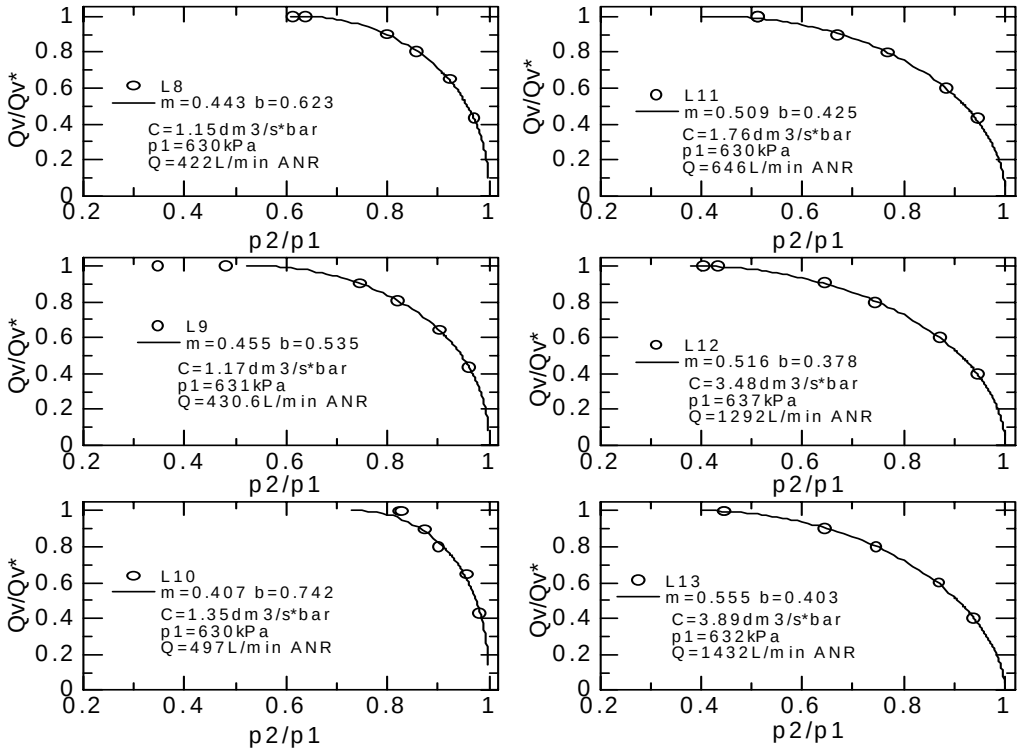


図 3.23　エルボ型の管継手流量特性

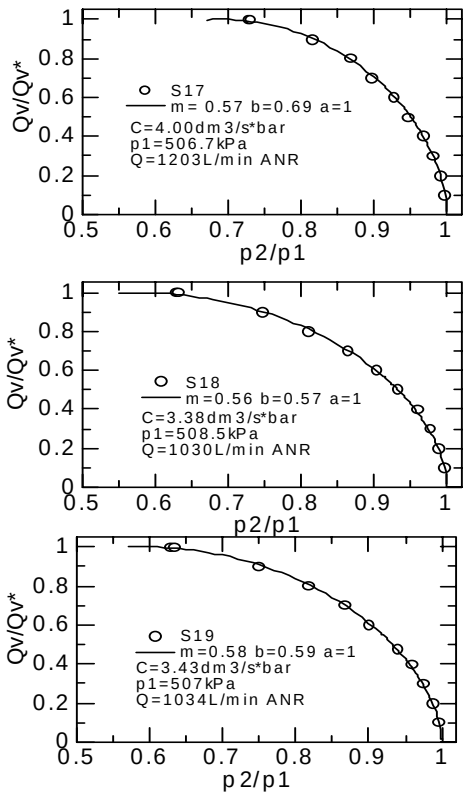


図 3.24　カプラ型の管継手流量特性

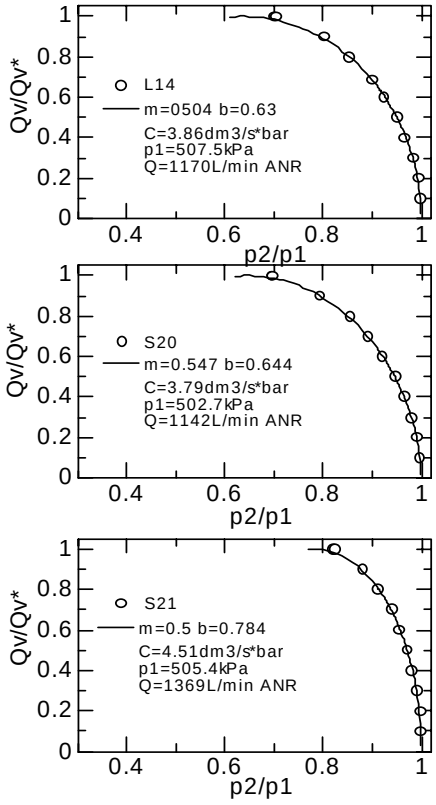


図 3.25　管継手流量特性

3.5 まとめ

3.5.1 小径接続機器のまとめ 今回試験を行った、小径接続機器の亜音速指数、臨界圧力比及びクラッキング圧力比の値を表 3.2 に示す。また、音速コンダクタンス、上流圧力、流量を併記した。小径接続機器の亜音速指数、音速コンダクタンスと臨界圧力比の関係を図 3.26 に示す。亜音速指数は 0.5～0.9 の範囲にあり、臨界圧力比 0.1～0.5 である。

表 3.2 小径接続機器の試験結果

型式記号	流れ方向	*m*	*b*	*a*	*C* dm3/s *bar	p_1 kPa	*Q* L/min ANR	型式記号	流れ方向	*m*	*b*	*a*	*C* dm3/s *bar	p_1 kPa	*Q* L/min ANR
A1		0.5	0.454	1	1.196	505.5	390	A14		0.779	0.242	0.934	0.413	509.5	126.2
A2		0.5	0.367	1	0.563	506.7	170	A15	FO	0.54	0.43	1	0.194	507.1	58.4
A3	FO	0.623	0.304	1	0.984	502.8	294		FC	0.71	0.25	0.98	0.175	506.9	53.4
	FC	0.777	0.303	0.95	0.835	514.1	258		CO	0.51	0.262	1	0.187	507.9	56.4
	CO	0.5	0.37	1	0.696	506.3	209	A16	In-Out	0.751	0.37	0.965	0.457	509.2	138.8
A4		0.5	0.428	1	0.367	505.5	110		Out-Exh大気	0.625	0.348	1	0.608	366	131.7
A5		0.54	0.418	1	0.571	513.7	176.1	A17	In-Out	0.56	0.129	0.918	0.234	519.2	72.3
A6	FO	0.533	0.303	1	1.11	510.7	336.3		Out-Exh大気	0.595	0.004	1	0.218	620.4	81.1
	FC	0.748	0.319	0.936	0.959	505.4	290.9	A18	P-A	0.691	0.106	0.896	0.241	509.5	73.7
	CO	0.5	0.302	1	0.967	506.4	290.9		A-Exh大気	0.648	0.295	1	0.5	240	72
A7	FO	0.547	0.2	1	0.38	507.9	115	A19	P-A	0.833	0.185	0.889	0.344	508.2	105
	FC	0.587	0.198	0.96	0.352	509.9	107.7		A-Exh大気	0.68	0.42	1	0.478	247	70.8
	CO	0.5	0.2	1	0.302	510.7	91.6	A20	P-A	0.91	0.17	0.919	0.372	505.2	112.7
A8	FO	0.785	0.35	1	0.837	507.9	252.6		A-B	0.509	0.298	0.996	0.576	506.9	175.2
	FC	0.812	0.281	0.963	0.695	509.7	212.4	A21	P-A	0.527	0.428	1	0.352	510	106.5
	CO	0.5	0.327	1	0.528	506.7	159		流れ方向	0.51	0.389	1			
A9	FO	0.681	0.354	1	1.523	513.9	465		直角大気	0.817	0.239	1	0.4	358	85.9
	FC	0.712	0.329	0.96	1.661	505.9	322.1	A22	In-Out	0.522	0.454	1	1.28	508	385
	CO	0.5	0.452	1	0.908	509.2	274.8		In-Out 大気	0.56	0.306	1	1.06	278	176.7
A10		0.59	0.26	0.963	0.43	507.9	129.8	A23	P-A	0.539	0.397	1	0.576	51.5	174.7
A11		0.5	0.44	0.965	1.22	507.9	370.4		A-Exh	0.544	0.253	0.975	0.43	348	89
A12		0.5	0.402	0.972	8.58	506.9	2495	A24	In-Out	0.528	0.407	1	1.24	508.7	376
A13		0.5	0.3	1	0.408	512.4	124.2		In-Out 大気	0.617	0.308	1	1.09	305	200

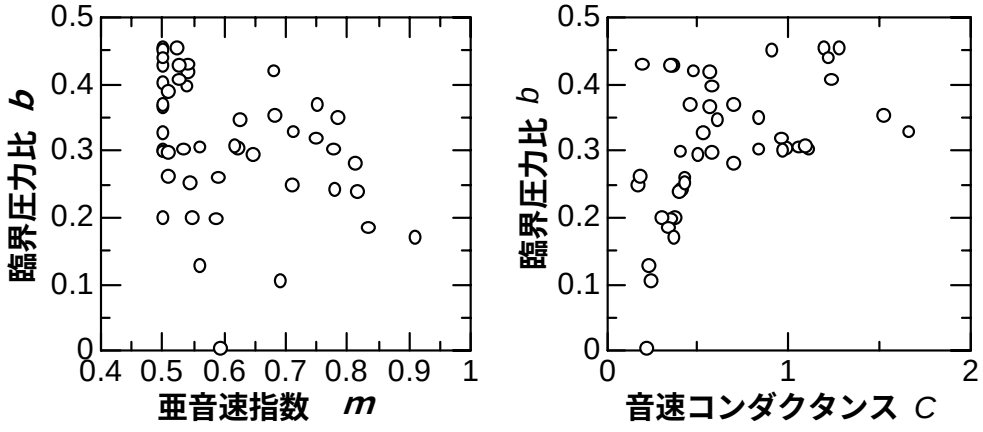


図3.26 亜音速指数、音速コンダクタンスと臨界圧力比

3.5.2　管継手のまとめ　表 3.1 に示した面積比､圧力比と近寄り速度係数の関係を各機種シリーズごとに分けて図 3.27 に示す。左図で、面積比 0.3 以下で近寄り速度係数が 1.1 以下に相当する部分は、右図の圧力比では 0.7 以下で近寄り速度係数が 1.1 以下の範囲になる。圧力比 0.8 以上では近寄り速度係数が広く分布している。これらの結果は、図 3.28 の左図の近寄り速度係数 1.1 以下で臨界圧力比 0.7 以下に相当する。また、図 3.28 の右図でみると、圧力比が 0.6 より小さく臨界圧力も比 0.6 より小さい範囲が妥当な値であろうと思われる。

今回の管継手の実験結果から、①管継手の圧力比が 0.6 より小さいか、近寄り速度係数が 1.0 に近い場合は、式（3.1）による整理式を用いて流量特性を評価できる。②管継手の圧力比が 0.6 を超えるか、近寄り速度係数が 1.1 を超えるような場合は流量特性を評価することは困難である。

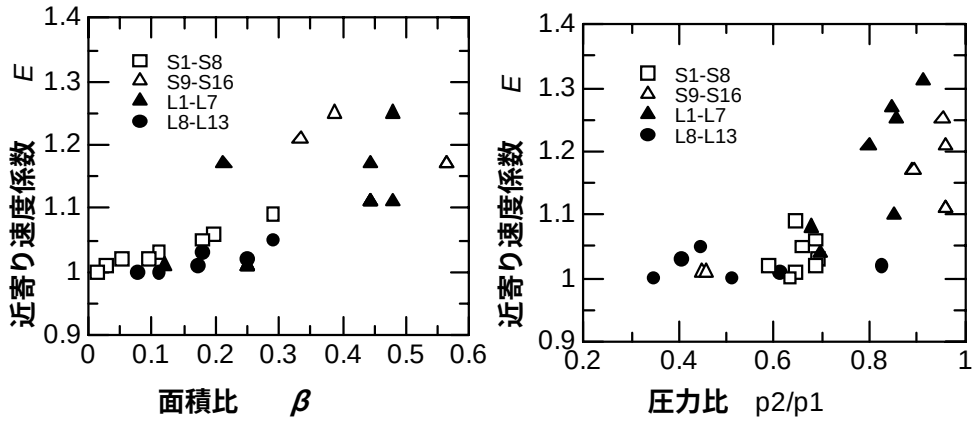


図3.27　面積比、圧力比と近寄り速度係数の関係

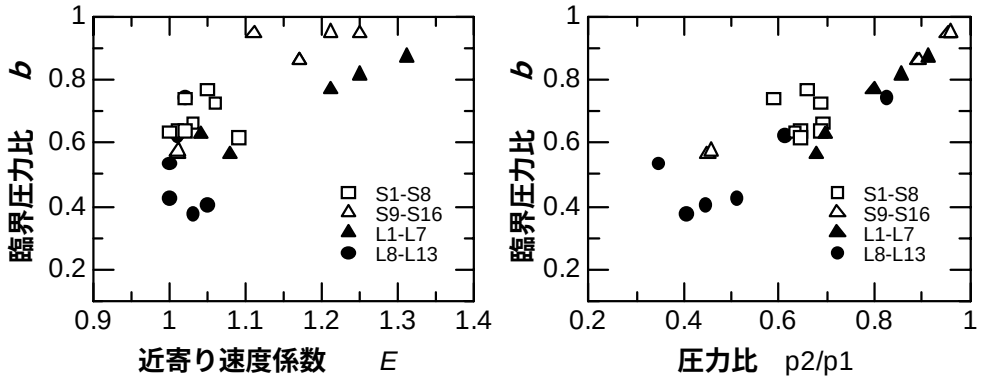


図3.28　近寄り速度係数、圧力比と臨界圧力比の関係

参考文献

1）松尾一泰「圧縮性流体力学」理工学社

第4章 流量法試験方法の改良

4.1 ハイブリッド流量特性試験法

現場で大容量の空気圧源と流量計がない場合、JIS B 8390 の付属書に規定された放出法で音速コンダクタンス C を求め、小容量の空気圧源と流量計を使用して ISO 改良大気排気試験における亜音速域の測定によって臨界圧力比 b を求めることが理論的に可能である。工業会の平成 15 年度の調査研究事業として、小型の電磁弁によって予備実験を行ったところ、良好な結果が得られた。ここではこの測定法をハイブリッド流量特性試験法と呼ぶ。

本章では、沼津高専の流体工学研究室の設備では流量法による試験が不可能なサイズの電磁弁を供試機器として実証試験を実施し、充填法による試験結果との比較検討を行った。ハイブリッド流量特性試験法は ISO の試験法に比べて、試験設備も小型になり、実用的には有利な試験法である。また、放出法は日本国内で普及していたので、新たに設備を準備する必要はないという利点がある。

なお、ハイブリッド流量特性試験法によって大型の機器を試験する場合、流量計の容量不足のため亜音速域の測定開始点の流量比が小さくなっても差し支えない。例えば、流量比が 50%の点から測定を始めてもよい。その理由は、流量計のフルスケールに近いところから流量測定を開始しているので、b 値の測定誤差が大きくならないためである。

4.1.1 ハイブリッド流量特性試験法による電磁弁の流量特性の測定

JIS B 8390 の付属書に規定された放出法による有効断面積の測定結果を表 4.1 に示す。また、表 4.2 はハイブリッド流量特性試験における亜音速域の測定結果である。なお、表 4.2 の $Q_v{}^*$ は計測された入口圧力、入口温度及び放出法によって得られた有効断面積 S を音速コンダクタンス C に換算（$S = 5C$）した値を式(4.1)に代入して計算した理論チョーク流量である。なお、表 4.1 の場合、有効断面積を音速コンダクタンスに換算すると、C≒7.69 $dm^3/(s \cdot bar)$ となる。また、臨界圧力比 b は ISO 6358 の規定に従って、表 4.2 の圧力比と流量比より求めた。

表 4.1 放出法による有効断面積の測定結果（電磁弁、A 社、No.３）

タンク内p_s kPa(gauge)	残存圧力p kPa(gauge)	タンク内p_s MPa(gauge)	残存圧力p MPa(gauge)	放出時間t s	タンク内温度T ℃	タンク内温度T K	有効断面積S mm^2
600.1	309.8	0.6001	0.3098	2.812	25.2	298.35	38.46
600.0	309.4	0.6000	0.3094	2.818	25.2	298.35	38.44
600.0	309.6	0.6000	0.3096	2.817	25.3	298.45	38.41

注：タンク容積Ｖ＝38.48 dm^3（リットル）

表 4.2　ハイブリッド流量特性試験における亜音速域の測定（電磁弁、A 社、No.３）

	流量計の読みQ (Nlit/min)	入口圧 P1 (kPaG)	出口圧 P2 (kPaG)	入口温度 T (℃)	Qv/Qv*	校正式で補正Qc (Nlit/min)	Qm (kg/s)	Qv (dm^3/s) ANR	Qv* (dm3/s) ANR	P1(abs) (Pa)	P1(abs) (kPa)	P2(abs) (Pa)	T1(abs) (K)	P2/P1 (abs)	b	bの平均
NO.1	652	80.1	0	26.7	0.903	679.7	0.01465	12.36	13.69	180100	180.1	100000	299.85	0.555	0.220	0.212
	468	45.4	0	26.7	0.802	487.5	0.01050	8.86	11.05	145400	145.4	100000	299.85	0.688	0.225	
	280	18.6	0	26.8	0.603	298.9	0.00644	5.44	9.01	118600	118.6	100000	299.95	0.843	0.225	
	165	7.4	0	26.8	0.401	179.9	0.00388	3.27	8.16	107400	107.4	100000	299.95	0.931	0.178	
NO.2	651	79.8	0	26.7	0.903	678.6	0.01462	12.34	13.67	179800	179.8	100000	299.85	0.556	0.222	0.209
	467	45.2	0	26.7	0.801	486.5	0.01048	8.85	11.04	145200	145.2	100000	299.85	0.689	0.226	
	279	18.5	0	26.8	0.602	297.9	0.00642	5.42	9.01	118500	118.5	100000	299.95	0.844	0.224	
	165	7.5	0	26.8	0.400	179.9	0.00388	3.27	8.17	107500	107.5	100000	299.95	0.930	0.166	
No.3	650	79.7	0	26.7	0.902	677.5	0.01460	12.32	13.66	179700	179.7	100000	299.85	0.556	0.220	0.210
	467	45.4	0	26.7	0.800	486.5	0.01048	8.85	11.05	145400	145.4	100000	299.85	0.688	0.220	
	278	18.4	0	26.7	0.600	296.9	0.00640	5.40	9.00	118400	118.4	100000	299.85	0.845	0.223	
	165	7.4	0	26.7	0.401	179.9	0.00388	3.27	8.16	107400	107.4	100000	299.85	0.931	0.178	
		0.0							0		0.0					全平均
		500.0			1.000				45.69	600000	600.0	100000		0.167		0.210

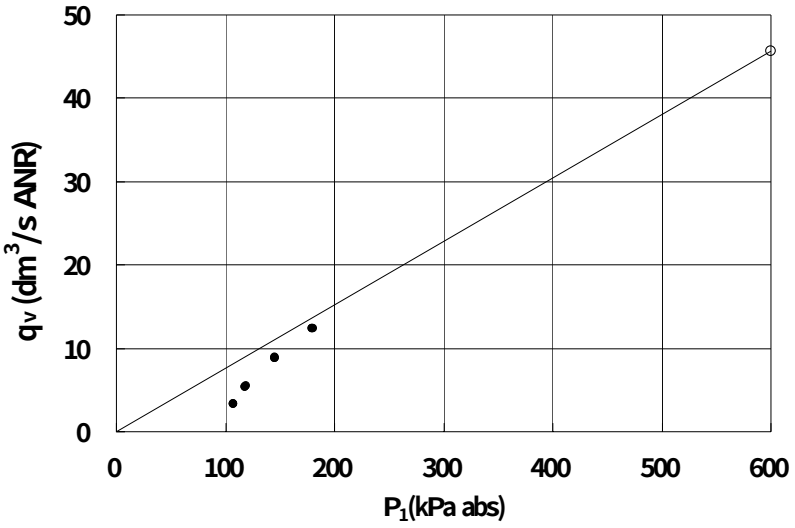


図 4.1　圧力-流量特性

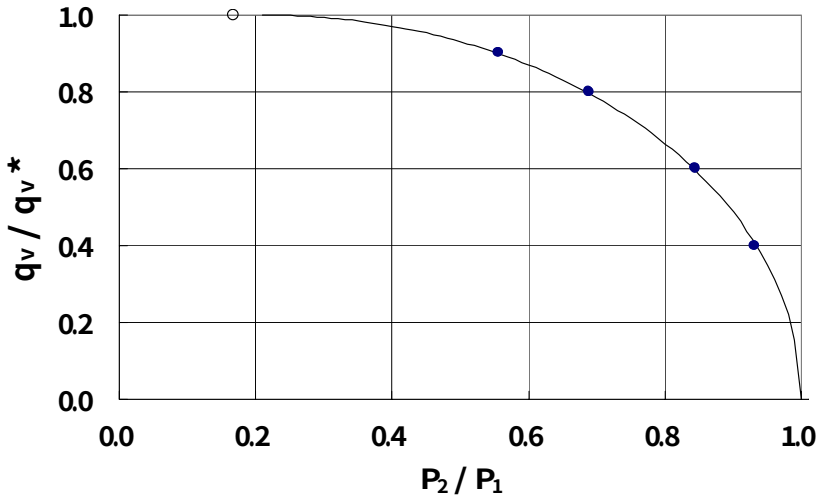


図 4.2　圧力比-流量比特性

また､図 4.1 及び図 4.2 はハイブリッド流量特性試験法の結果より作成した圧力-流量特性及び圧力比-流量比特性を示す。図中で、圧力 600ｋPa(abs)における流量は、放出法によって測定した有効断面積 Sを音速コンダクタンス Cに換算して、次式よって計算したチョーク流量である。

$$q_v^* = CP_1\sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \qquad (4.1)$$

ハイブリッド流量特性試験法によって得られた特性値はC=7.69dm³/(s・bar)、b＝0.210 であり、充填法によって得られた特性値（C =7.60dm³/(s・bar)、b＝0.192）に比べて遜色がない結果となった。また、この電磁弁を試験した時の最大流量は、ハイブリッド流量特性試験法の場合は 652 dm³/min であり、チョーク点を流量法で測定するISO改良大気排気試験の場合の計算値（約 2700 dm³/min）に比べて、必要な流量計の容量が約 1/4 になっている。以上に述べたように、ハイブリッド流量特性試験法はISOの試験法に比べて、試験設備も小型になり、実用的に優れた試験法である。

表 4.3 はハイブリッド流量特性試験による電磁弁の測定結果と充填法による測定結果の比較を示す。二つの試験法によって得られた音速コンダクタンスと臨界圧力比には実用的にみて有意差はない。

表 4.3　電磁弁の測定結果

	ハイブリッド試験法		充填法		誤差	
バルブ名	C	b	C_0	b_0	$(C-C_0)/C_0*100$	$b-b_0$
	[dm³/(s.bar)]	[-]	[dm³/(s.bar)]	[-]	[%]	[-]
A社、NO．1	2.53	0.471	2.51	0.416	0.76	0.06
A社、NO．2	8.96	0.313	9.11	0.190	-1.62	0.12
A社、NO．3	7.69	0.210	7.60	0.192	1.17	0.02
B社、NO．1	7.98	0.409	8.00	0.342	-0.23	0.07
C社、NO．1	2.58	0.537	内部パイロットのため測定不可		—	—
C社、NO．2	3.91	0.412	内部パイロットのため測定不可		—	—
D社、NO．1	4.42	0.397	4.47	0.383	-0.98	0.01
D社、NO．2	9.86	0.180	9.87	0.086	-0.06	0.09

4.1.2　ハイブリッド流量特性試験法によるサイレンサの流量特性の測定

サイレンサを供試機器として、ハイブリッド流量特性試験法と第 2 章で述べた改良充填法による試験を実施し、試験法と流量表示式の違いによる試験結果の差異を検討した。なお、＊印はハイブリッド流量特性試験法による結果を示す。小型のサイレンサは ISO 改良大気排気試験によって試験した。ハイブリッド流量特性試験法と改良充填法によるサイレンサの試験結果の比較を表 4.4 に示す。第 2 章で述べたように、二つの試験法の試験圧力が異なるので、サイレンサの変形を考慮すると、試験結果の差は実用的にみて許容範囲内にある。

図 4.3～図 4.30 に各種の試験法と流量特性表示式によって得られた「圧力比-流量比」特性の比較を示す。図に示した事項の説明を以下に示す。

１）「●：実験値(ハイブリッド)」→　●はハイブリッド流量特性試験法による試験によって得られた実験値を示す。

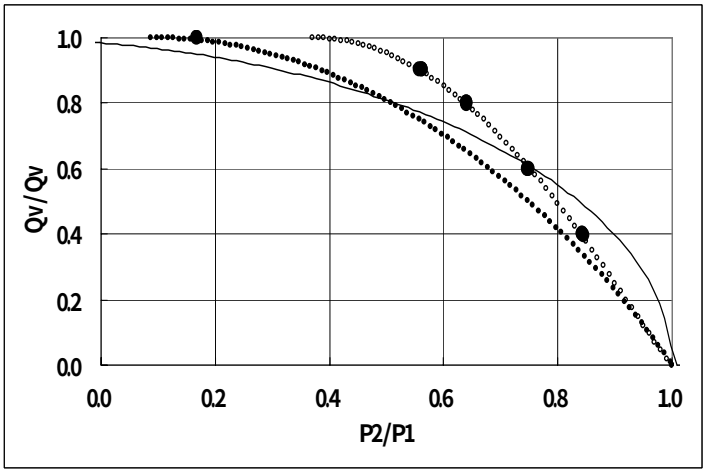
２）「―：b=-0.202（ISO 表示式，ハイブリッド)」→　―　はハイブリッド流量特性試験法によって得られた実験値から ISO 6358 の楕円表示式に代入して臨界圧力比b＝-0.202 を求め、このbによる楕円流量特性の計算値を示す。

３）「○：m=1.122,b=0.370（拡張表示式，ハイブリッド)」→　○はハイブリッド流量特性試験法によって得られた実験値から拡張表示式の亜音速指数m=1.122 及び臨界圧力比b=0.370 を求め､このmとｂによる流量特性の計算値を示す。

４）「…：m=0.932,b=0.087（拡張表示式,改良充填法）」→　…は改良充填法によって得られた実験値から拡張表示式の亜音速指数m=0.932 及び臨界圧力比b=0.087 を求め、このmとbによる流量特性の計算値を示す。
５）「C=3.1[dm³/(s.bar)]（改良充填法）」→　ここに示したCの値は改良充填法によって測定した音速コンダクタンスである。
６）「S=5C=15.4[mm²]」→　ここに示したSの値は改良充填法によって測定した音速コンダクタンスを有効断面積に換算した値である。
なお、小型のサイレンサの場合は試験設備の容量に余裕があるので、改良大気排気試験法〔ISO 6358 の大気排気試験を改良した流量法〕で試験し、図中では改良流量法と記した。

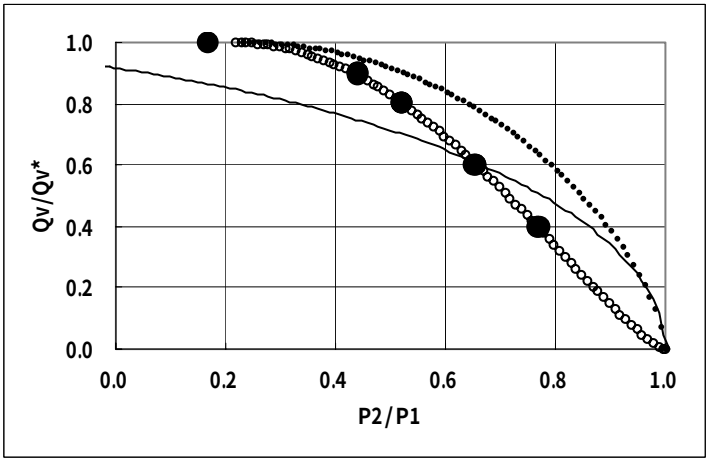
表 4.4　ハイブリッド流量特性試験法と改良充填法によるサイレンサの測定結果の比較

社名	番号	改良大気放出試験(*:ハイブリッド測定法)					改良充填法					改良大気放出試験と改良充填法との誤差			
		C	S	ISO楕円式	拡張表示式		C_0	S_0	ISO楕円式	拡張表示式		$(C-C_0)/C_0*100$	ISO楕円式	拡張表示式	
				b	m	b			b_0	m_0	b_0		$b-b_0$	$m-m_0$	$b-b_0$
		[$dm^3/(s.bar)$]	[mm^2]	[−]	[−]	[−]	[$dm^3/(s.bar)$]	[mm^2]	[−]	[−]	[−]	[%]	[−]	[−]	[−]
A社	サイレンサNO. 10	4.5	*22.3	−0.202	1.122	0.370	3.1	15.4	−1.201	0.932	0.087	44.8	0.998	0.190	0.283
	サイレンサNO. 11	4.3	*21.4	−0.672	1.349	0.218	3.3	16.6	−0.805	0.670	0.232	28.5	0.133	0.679	−0.014
	サイレンサNO. 12	3.4	*17.1	−0.255	1.352	0.413	3.1	15.3	−1.159	0.982	0.056	11.3	0.904	0.370	0.357
	サイレンサNO. 13	4.5	*22.6	0.576	0.641	0.664	4.7	23.4	0.210	0.590	0.301	−3.4	0.366	0.051	0.363
	サイレンサNO. 14	5.2	*26.0	0.844	0.655	0.878	5.0	25.2	0.508	0.666	0.585	3.1	0.336	−0.011	0.293
	サイレンサNO. 15	1.2	6.2	0.275	0.547	0.344	1.2	6.2	0.297	0.624	0.397	−0.4	−0.022	−0.077	−0.053
	サイレンサNO. 16	1.9	9.3	−0.329	0.870	0.178	1.7	8.4	−0.562	0.862	0.124	10.4	0.233	0.008	0.054
	サイレンサNO. 17	1.9	9.6	−0.357	0.906	0.191	1.6	8.1	−0.502	0.849	0.123	18.4	0.145	0.057	0.068
	サイレンサNO. 18	1.8	8.9	−0.044	0.617	0.146	1.7	8.5	−0.017	0.635	0.154	4.2	−0.027	−0.018	−0.008
	サイレンサNO. 19	1.8	9.1	−0.055	0.636	0.158	1.7	8.5	−0.089	0.618	0.119	7.3	0.034	0.018	0.039
	サイレンサNO. 20	2.4	11.9	0.015	0.580	0.153	2.3	11.6	−0.033	0.643	0.159	2.8	0.048	−0.063	−0.006
	サイレンサNO. 21	2.2	11.0	−0.307	0.804	0.146	1.8	9.0	−0.396	0.835	0.161	21.5	0.089	−0.031	−0.015
B社	サイレンサNO. 10	5.8	*29.2	0.646	0.545	0.674	5.8	29.2	0.455	0.586	0.501	−0.1	0.191	−0.041	0.173
	サイレンサNO. 11	5.4	*26.8	0.494	0.595	0.570	5.3	26.5	0.329	0.610	0.413	1.2	0.165	−0.015	0.157
	サイレンサNO. 12	13.7	*68.3	−0.192	0.529	−0.036	12.7	63.5	−0.130	0.648	0.100	7.4	−0.062	−0.119	−0.136
	サイレンサNO. 13	2.9	14.5	0.075	0.587	0.199	2.8	13.8	0.120	0.612	0.235	5.4	−0.045	−0.026	−0.036
C社	サイレンサNO. 10	7.8	*38.8	0.325	0.684	0.497	7.6	37.9	0.150	0.731	0.296	2.2	0.175	−0.047	0.201
	サイレンサNO. 11	2.5	*12.5	0.275	0.621	0.496	2.5	12.7	0.213	0.585	0.364	−2.0	0.063	0.036	0.132
	サイレンサNO. 12	8.8	*44.2	−0.672	1.349	0.218	8.7	43.7	0.117	0.670	0.232	1.0	−0.789	0.679	−0.014
	サイレンサNO. 13	0.9	4.7	0.107	0.573	0.220	0.9	4.4	0.268	0.625	0.379	7.1	−0.161	−0.051	−0.159
	サイレンサNO. 14	3.6	*17.8	0.095	0.750	0.381	3.1	15.6	−0.075	0.661	0.153	14.2	0.170	0.090	0.228
D社	サイレンサNO. 10	0.9	4.5	0.336	0.515	0.351	0.9	4.4	0.493	0.568	0.502	3.7	−0.157	−0.053	−0.151
	サイレンサNO. 11	3.1	*15.3	0.497	0.648	0.631	3.1	15.7	0.336	0.648	0.446	−2.4	0.161	0.000	0.185
	サイレンサNO. 12	0.9	4.4	−0.081	0.565	0.056	0.8	4.2	0.068	0.569	0.166	2.7	−0.149	−0.004	−0.110
E社	サイレンサNO. 10	0.8	4.2	−0.086	0.525	−0.030	0.8	3.8	0.138	0.595	0.251	8.5	−0.224	−0.070	−0.281
	サイレンサNO. 11	1.1	5.5	−1.034	1.243	−0.092	0.7	3.6	−0.590	0.844	0.084	52.5	−0.444	0.399	−0.176
	サイレンサNO. 12	3.3	*16.5	0.519	0.815	0.685	3.4	16.9	−0.167	0.694	0.141	−2.7	0.686	0.121	0.544
	サイレンサNO. 13	20.6	*102.9	−0.151	1.117	0.646	15.7	78.7	−0.143	0.744	−0.019	30.8	−0.008	0.373	0.665



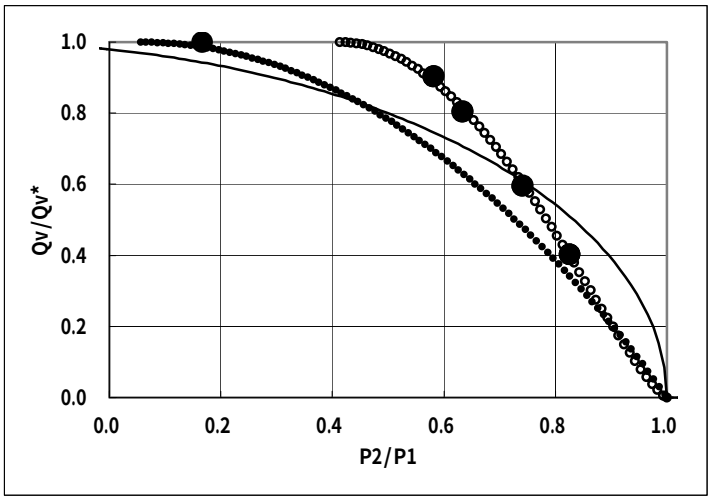
●：実験値(ハイブリッド)
—：b=-0.202
(ISO表示式, ハイブリッド)
○：m=1.122,b=0.370
(拡張表示式, ハイブリッド)
…：m=0.932,b=0.087
(拡張表示式,改良充填法)
C=3.1[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=15.4[mm²]

図4.3　サイレンサ　A社NO．10



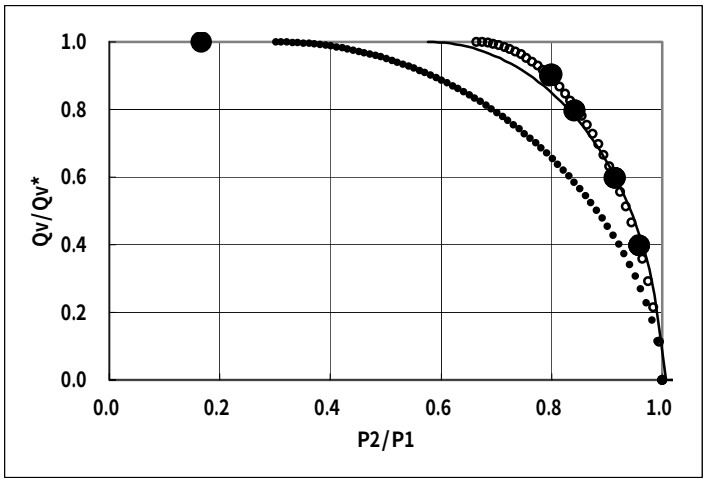
●：実験値(ハイブリッド)
—：b=-0.672
(ISO表示式, ハイブリッド)
○：m=1.349,b=0.218
(拡張表示式, ハイブリッド)
…：m=0.670,b=0.232
(拡張表示式,改良充填法)
C=3.3[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=16.6[mm²]

図4.4　サイレンサ　A社NO．11



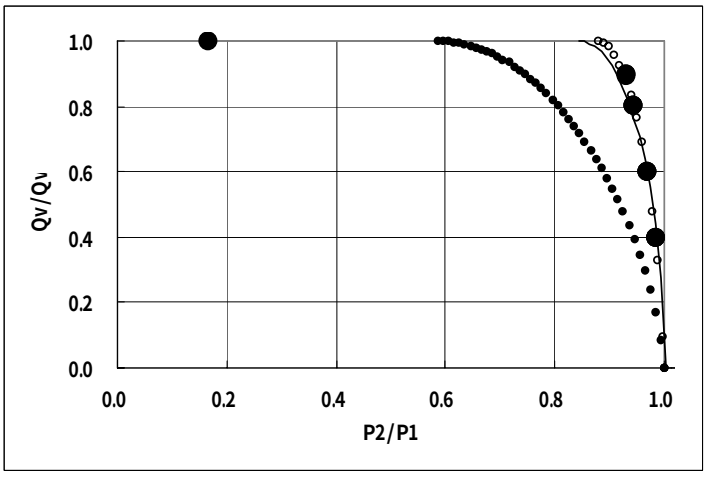
●：実験値(ハイブリッド)
—：b=-0.255
(ISO表示式, ハイブリッド)
○：m=1.352,b=0.413
(拡張表示式, ハイブリッド)
…：m=0.982,b=0.056
(拡張表示式,改良充填法)
C=3.1[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=15.3mm²]

図4.5　サイレンサ　A社NO．12



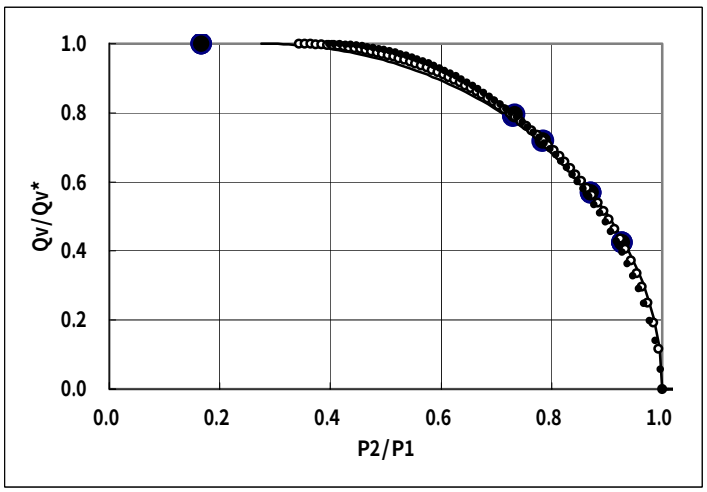
●：実験値(ハイブリッド)
—：b=0.576
(ＩＳＯ表示式，ハイブリッド)
○：m=0.641,b=0.664
(拡張表示式，ハイブリッド)
…：m=0.590,b=0.301
(拡張表示式,改良充填法)
C=4.7[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=23.4[mm²]

図４.６　サイレンサ　Ａ社ＮＯ．13



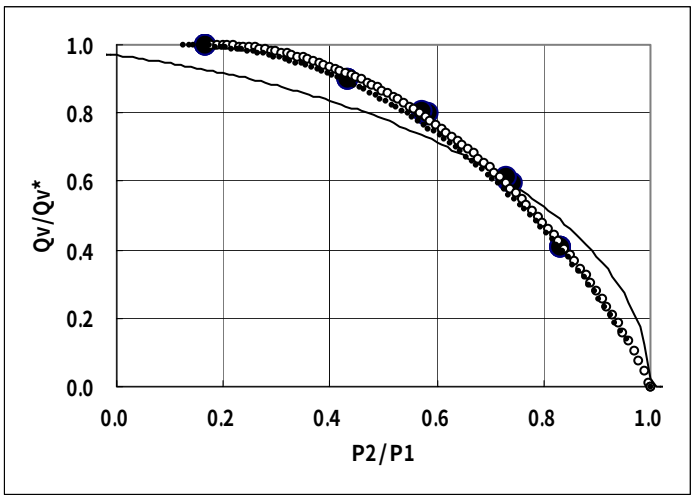
●：実験値(ハイブリッド)
—：b=0.844
(ＩＳＯ表示式，ハイブリッド)
○：m=0.655,b=0.878
(拡張表示式，ハイブリッド)
…：m=0.666,b=0.585
(拡張表示式,改良充填法)
C=5.0[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=25.2[mm²]

図４.７　サイレンサ　Ａ社ＮＯ．14



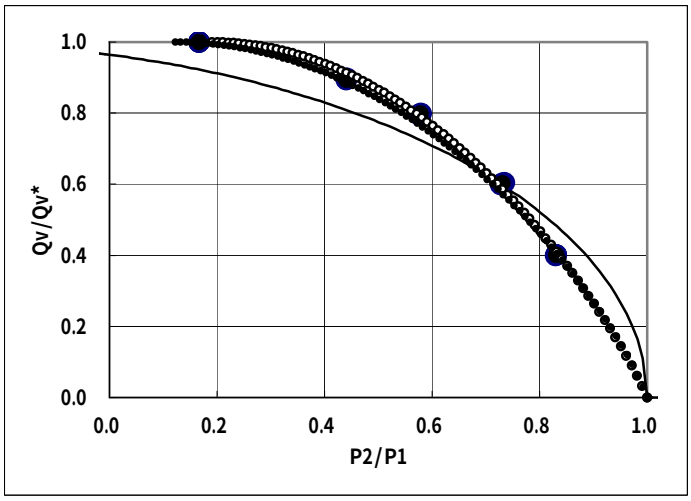
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.277
(ＩＳＯ表示式,改良流量法)
○：m=0.547,b=0.344
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.624,b=0.397
(拡張表示式,改良充填法)
C=1.2[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=6.2[mm²]

図４.８　サイレンサ　Ａ社ＮＯ．15



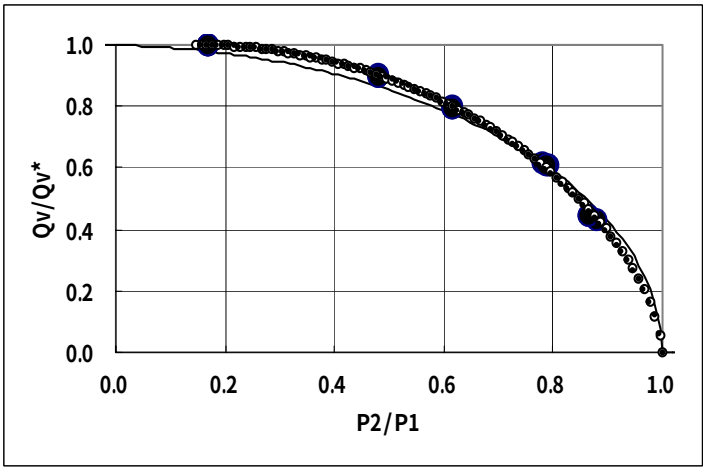
●：実験値(改良流量法)
―：b=-0.329
(ＩＳＯ表示式,改良流量法)
○：m=0.870,b=0.178
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.862,b=0.124
(拡張表示式,改良充填法)
C=1.7[dm^3/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=8.4[mm^2]

図４.９　サイレンサ　Ａ社ＮＯ．16



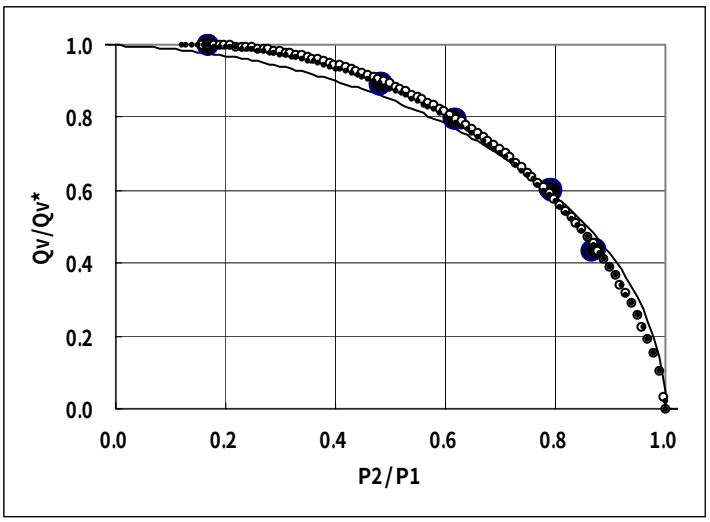
●：実験値(改良流量法)
―：b=-0.357
(ＩＳＯ表示式,改良流量法)
○：m=0.906,b=0.191
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.849,b=0.123
(拡張表示式,改良充填法)
C=1.6[dm^3/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=8.1[mm^2]

図４.10　サイレンサ　Ａ社ＮＯ．17



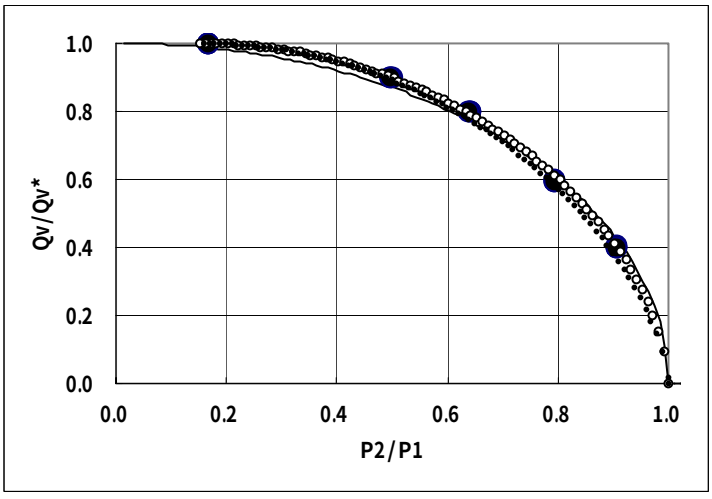
●：実験値(改良流量法)
―：b=-0.044
(ＩＳＯ表示式,改良流量法)
○：m=0.617,b=0.146
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.635,b=0.154
(拡張表示式,改良充填法)
C=1.7[dm^3/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=8.5[mm^2]

図４.11　サイレンサ　Ａ社ＮＯ．18



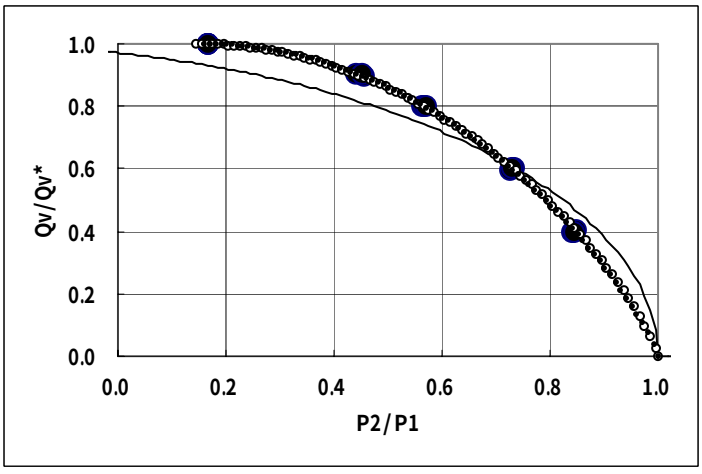
●：実験値(改良流量法)
—：b=-0.055
(ＩＳＯ表示式,改良流量法)
○：m=0.636,b=0.158
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.618,b=0.119
(拡張表示式,改良充填法)
C=1.7[dm^3/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=8.5[mm^2]

図４.12　サイレンサ　Ａ社ＮＯ．19



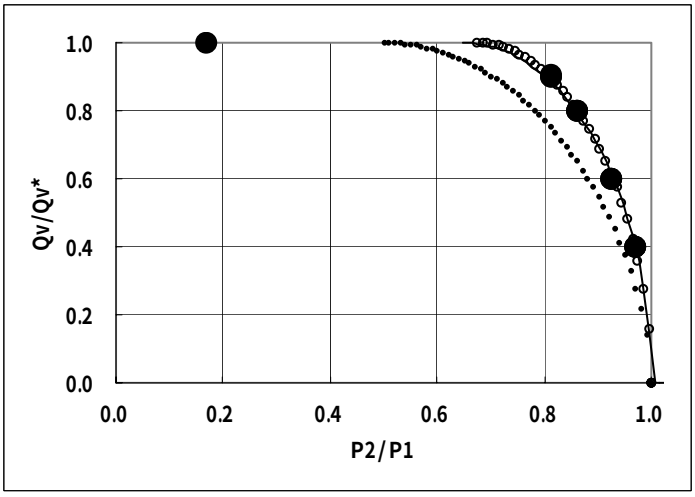
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.015
(ＩＳＯ表示式,改良流量法)
○：m=0.580,b=0.153
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.643,b=0.159
(拡張表示式,改良充填法)
C=2.3[dm^3/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=11.6[mm^2]

図４.13　サイレンサ　Ａ社ＮＯ．20



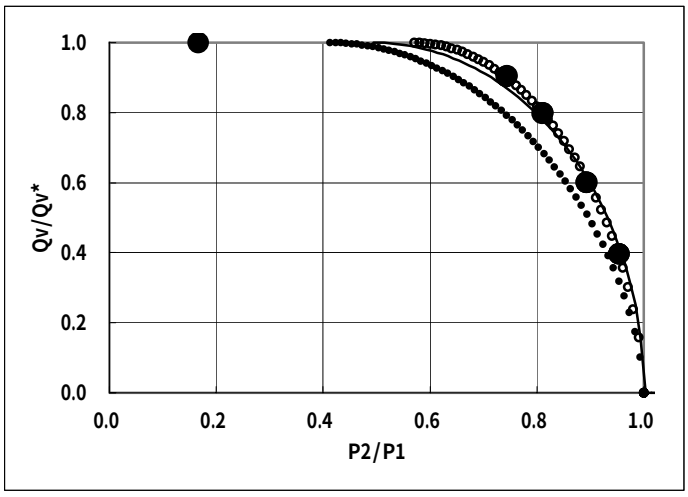
●：実験値(改良流量法)
—：b=-0.307
(ＩＳＯ表示式,改良流量法)
○：m=0.804,b=0.146
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.835,b=0.161
(拡張表示式,改良充填法)
C=1.8[dm^3/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=9.0[mm^2]

図４.14　サイレンサ　Ａ社ＮＯ．21



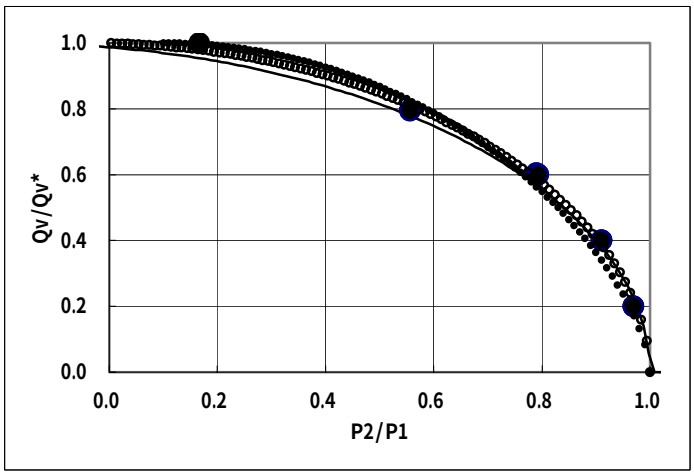
●：実験値(ハイブリッド)
—：b=0.646
(ＩＳＯ表示式，ハイブリッド)
○：m=0.545,b=0.674
(拡張表示式，ハイブリッド)
…：m=0.586,b=0.501
(拡張表示式,改良充填法)
C=5.8[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=29.2[mm²]

図 4.15　サイレンサ　Ｂ社ＮＯ．10



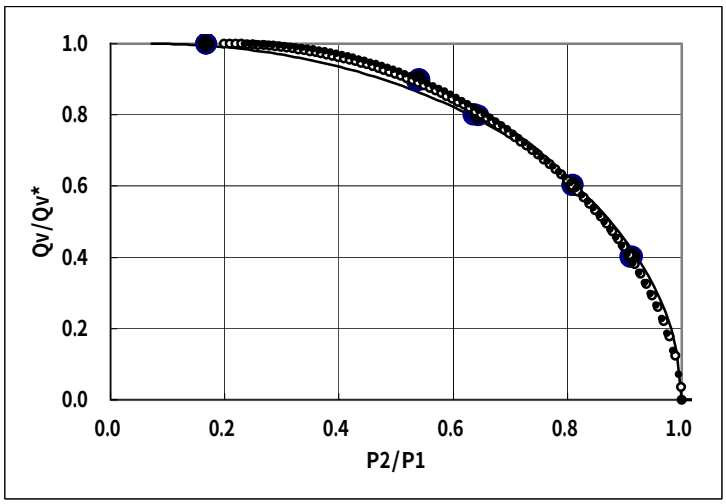
●：実験値(ハイブリッド)
—：b=0.494
(ＩＳＯ表示式，ハイブリッド)
○：m=0.595,b=0.570
(拡張表示式，ハイブリッド)
…：m=0.610,b=0.413
(拡張表示式,改良充填法)
C=5.3[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=26.5[mm²]

図 4.16　サイレンサ　Ｂ社ＮＯ．11



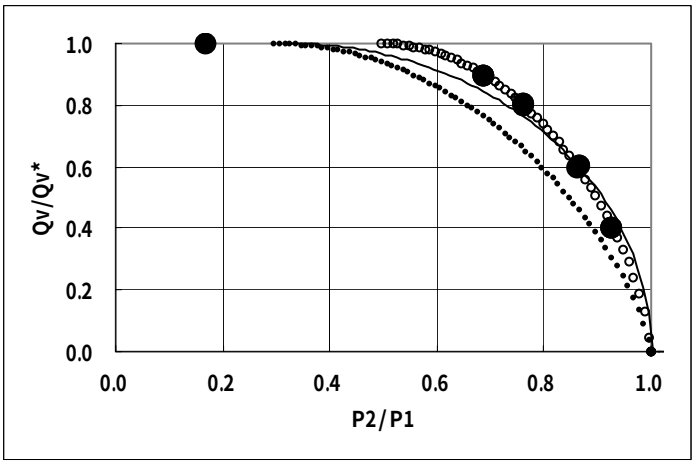
●：実験値(ハイブリッド)
—：b=-0.192
(ＩＳＯ表示式，ハイブリッド)
○：m=0.529,b=-0.036
(拡張表示式，ハイブリッド)
…：m=0.648,b=0.100
(拡張表示式,改良充填法)
C=12.7[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=63.5[mm²]

図 4.17　サイレンサ　Ｂ社ＮＯ．12



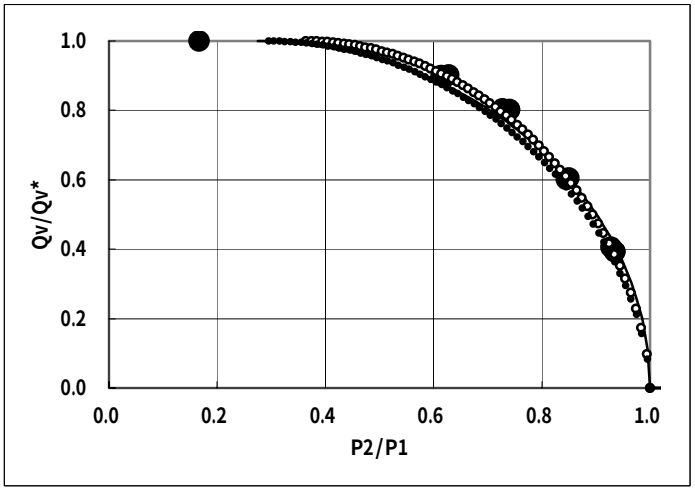
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.075
(ＩＳＯ表示式,改良流量法)
○：m=0.587,b=0.199
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.612,b=0.235
(拡張表示式,改良充填法)
C=2.8[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=13.8[mm²]

図 4.18　サイレンサ　Ｂ社ＮＯ．13



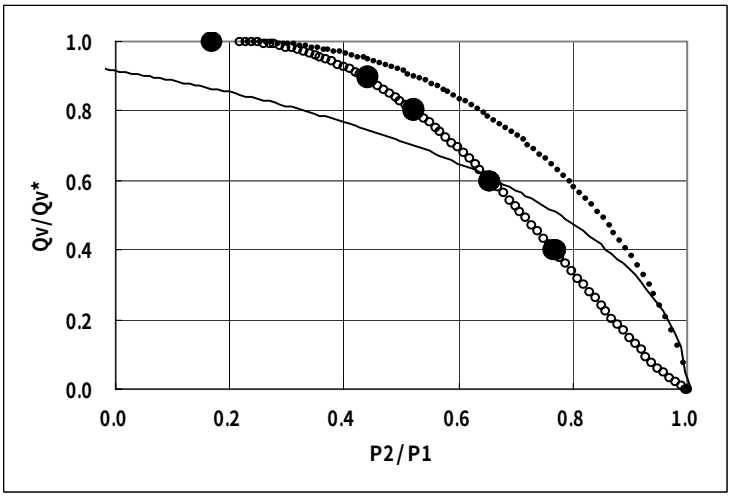
●：実験値(ハイブリッド)
—：b=0.325
(ＩＳＯ表示式，ハイブリッド)
○：m=0.684,b=0.497
(拡張表示式，ハイブリッド)
…：m=0.731,b=0.296
(拡張表示式,改良充填法)
C=7.6[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=37.9[mm²]

図 4.19　サイレンサ　Ｃ社ＮＯ．10



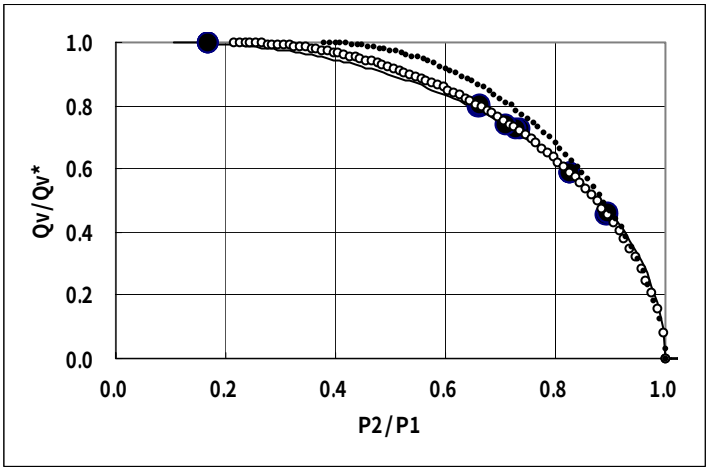
●：実験値(ハイブリッド)
—：b=0.275
(ＩＳＯ表示式，ハイブリッド)
○：m=0.585,b=0.364
(拡張表示式,ハイブリッド)
…：m=0.583,b=0.295
(拡張表示式,改良充填法)
C=2.5[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=12.7[mm²]

図 4.20　サイレンサ　Ｃ社ＮＯ．11



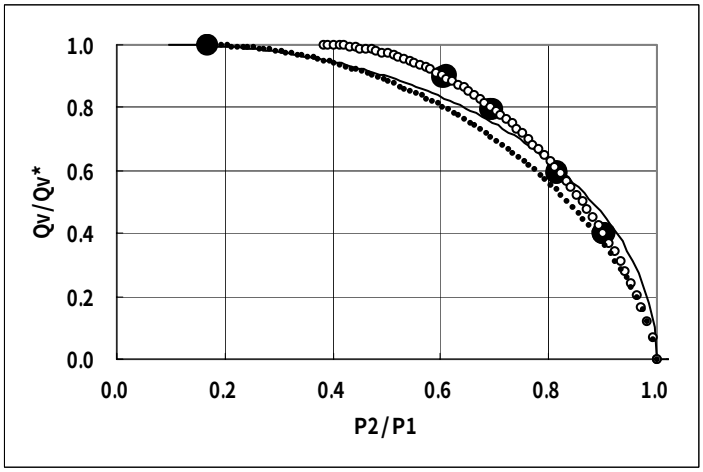
●：実験値(ハイブリッド)
—：b=-0.672
(ＩＳＯ表示式，ハイブリッド)
○：m=1.349,b=0.218
(拡張表示式，ハイブリッド)
…：m=0.670,b=0.232
(拡張表示式,改良充填法)
C=8.7[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=43.7[mm²]

図 4.21　サイレンサ　Ｃ社ＮＯ．12



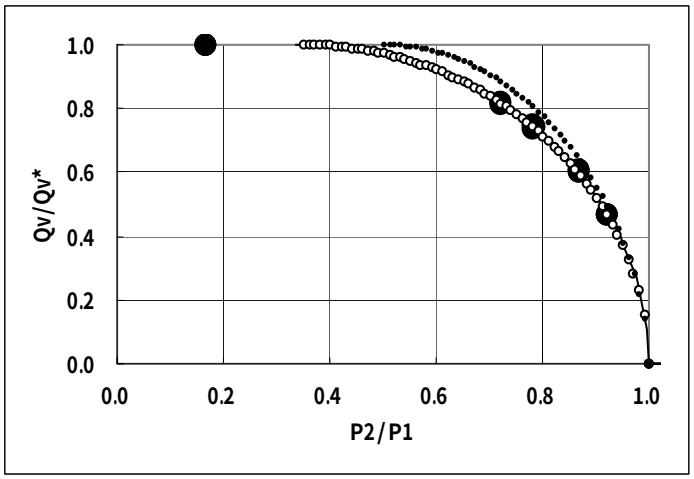
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.107
(ＩＳＯ表示式,改良流量法)
○：m=0.573,b=0.220
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.625,b=0.379
(拡張表示式,改良充填法)
C=0.9[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=4.4[mm²]

図 4.22　サイレンサ　Ｃ社ＮＯ．13



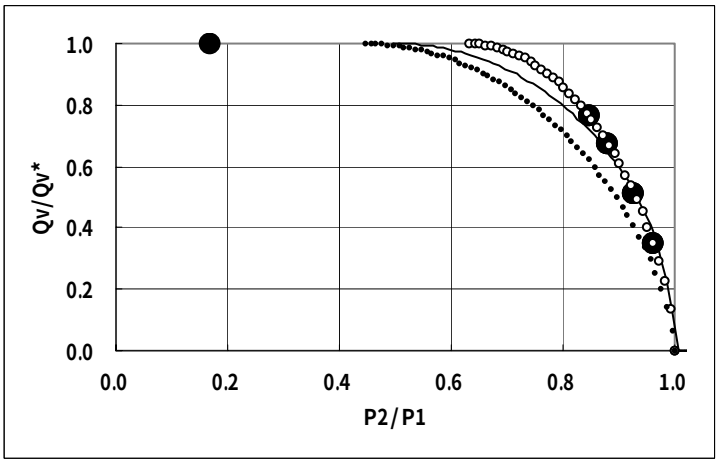
●：実験値(ハイブリッド)
—：b=0.095
(ＩＳＯ表示式，ハイブリッド)
○：m=0.750,b=0.381
(拡張表示式，ハイブリッド)
…：m=0.661,b=0.153
(拡張表示式,改良充填法)
C=3.1[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=15.6[mm²]

図 4.23　サイレンサ　Ｃ社ＮＯ．14



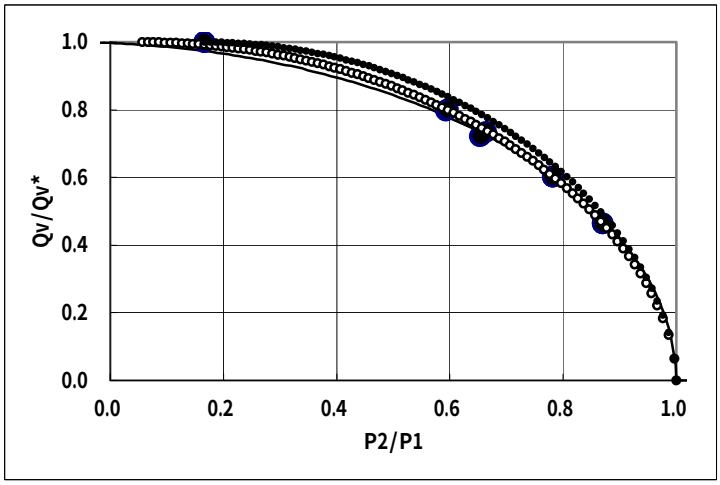
●：実験値(改良流量法)
—：b=0.336
(ＩＳＯ表示式,改良流量法)
○：m=0.515,b=0.351
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.568,b=0.502
(拡張表示式,改良充填法)
C=0.9[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=4.4[mm²]

図 4.24　サイレンサ　Ｄ社ＮＯ．10



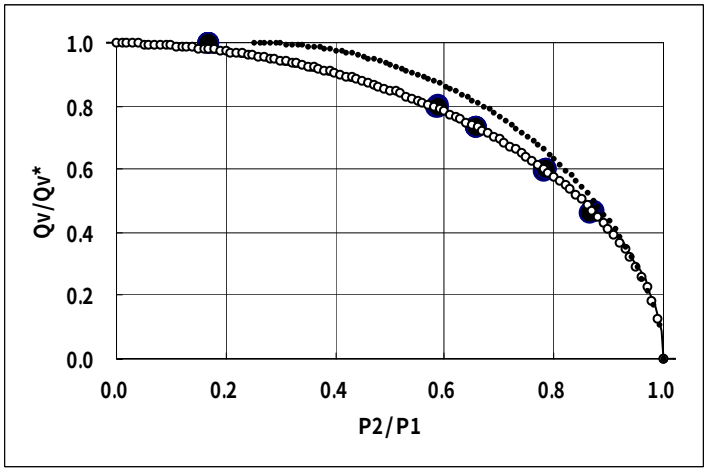
●：実験値(ハイブリッド)
—：b=0.497
(ＩＳＯ表示式,ハイブリッド)
○：m=0.648,b=0.631
(拡張表示式, ハイブリッド)
…：m=0.648,b=0.446
(拡張表示式,改良充填法)
C=3.1[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=15.7[mm²]

図 4.25　サイレンサ　Ｄ社ＮＯ．11



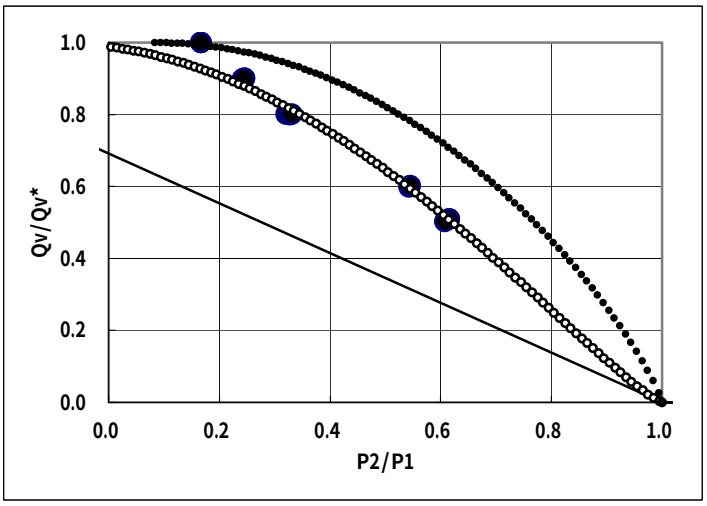
●：実験値(改良流量法)
—：b=-0.081
(ＩＳＯ表示式,改良流量法)
○：m=0.565,b=0.056
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.569,b=0.166
(拡張表示式,改良充填法)
C=0.8[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=4.2[mm²]

図 4.26　サイレンサ　Ｄ社ＮＯ．12



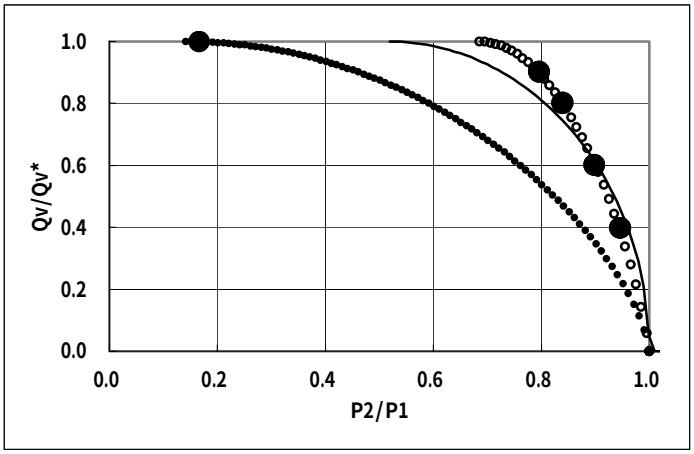
●：実験値(改良流量法)
—：b=-0.086
(ＩＳＯ表示式,改良流量法)
○：m=0.525,b=-0.030
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.595,b=0.251
(拡張表示式,改良充填法)
C=0.8[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=3.8[mm²]

図 4.27　サイレンサ　Ｅ社ＮＯ．10



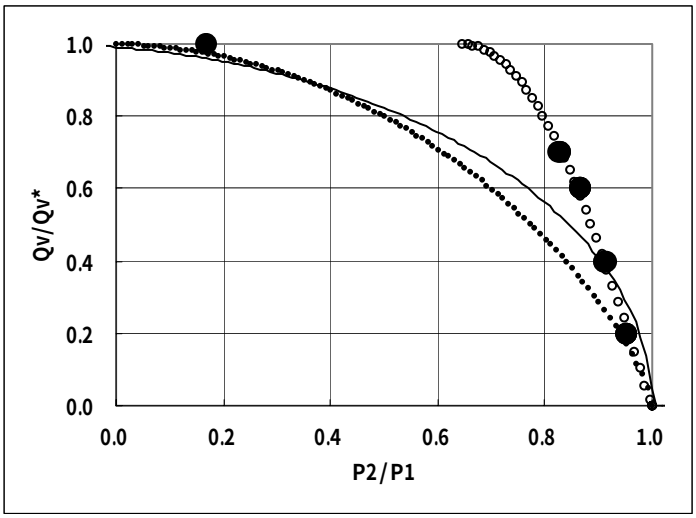
●：実験値(改良流量法)
—：b=-1.034
(ＩＳＯ表示式,改良流量法)
○：m=1.243,b=-0.092
(拡張表示式,改良流量法)
…：m=0.844,b=0.084
(拡張表示式,改良充填法)
C=0.7[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=3.6[mm²]

図 4.28　サイレンサ　Ｅ社ＮＯ．11



●：実験値(ハイブリッド)
—：b=0.519
(ＩＳＯ表示式, ハイブリッド)
○：m=0.815,b=0.685
(拡張表示式, ハイブリッド)
…：m=0.694,b=0.141
(拡張表示式,改良充填法)
C=3.4[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=16.9[mm²]

図 4.29　サイレンサ　Ｅ社ＮＯ．12



●：実験値(ハイブリッド)
—：b=-0.151
(ISO表示式，ハイブリッド)
○：m=1.117,b=0.646
(拡張表示式，ハイブリッド)
…：m=0.744,b=-0.019
(拡張表示式,改良充填法)
C=15.7[dm³/(s.bar)]
(改良充填法)
S=5C=78.7[mm²]

図 4.30　サイレンサ　E社NO．13

4.2 ISO 6358rev-4 対応放出法の流量特性計算法

4.2.1 音速コンダクタンスの計算式

ISO 6358 の流量法では、空気圧機器の前後の圧力と温度及び流量を測定して、音速コンダクタンス C と臨界圧力比 b を算出する。JIS B 8390 の放出法では、供試機器を接続したタンクから圧縮空気を初期充填圧力から規定の圧力まで大気中に放出し、その時のタンク内の圧力変化と放出所要時間から音速コンダクタンス C を算出する。ここでは、タンク内の空気の状態変化が断熱変化とみなされる場合について、ISO 6358 に規定された音速コンダクタンスを JIS B 8390 の放出法によって求める場合の計算式を誘導する。

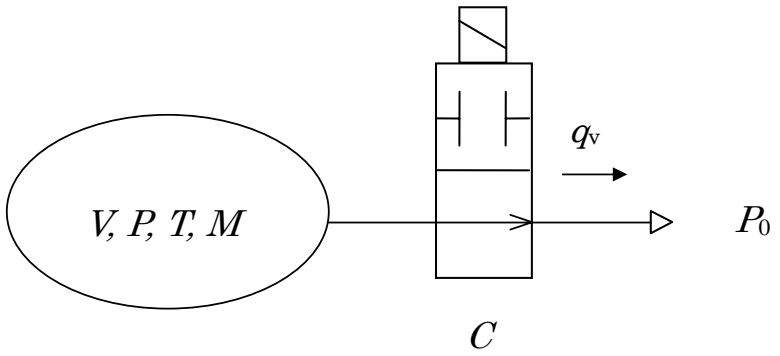


図 4.31　電磁弁とタンク

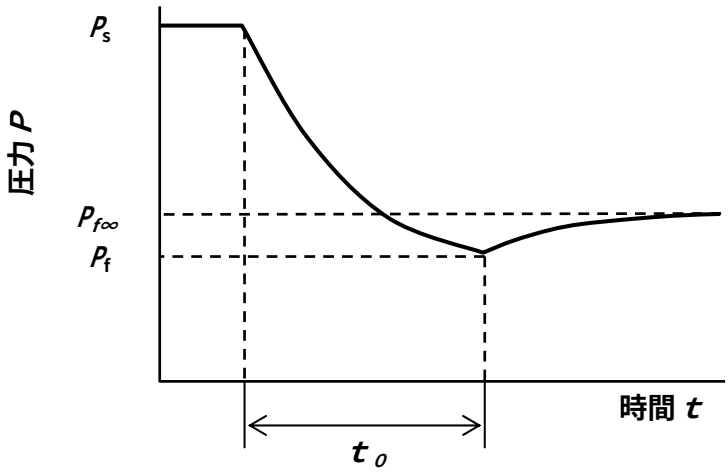


図 4.32　放出中のタンク内の圧力変化

圧縮空気の放出中におけるタンク内の空気の状態変化を断熱変化と仮定すると、次式が成立する。

$$\frac{T}{T_s}=\left(\frac{P}{P_s}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{4.2}$$

ここで、P_sおよびT_sは、それぞれ、タンク内の空気の圧力および温度の初期値、κは空気の比熱比（κ＝1.4）である。なお、T_sは室温に等しいと仮定する。また、空気の状態方程式より、次式が得られる。

$$PV = MRT \tag{4.3}$$

また、単位時間にタンクから流出した空気の質量は、タンク内の空気の質量の時間的変化に等しいので次式が成立する。

$$\rho_0 q_v = -\frac{dM}{dt} \tag{4.4}$$

ここで、q_vは標準状態に換算した体積流量、標準状態の空気の密度ρ_0は次式で表される。

$$\frac{P_0}{\rho_0} = RT_0 \tag{4.5}$$

式（4.1）～（4.5）より、タンク内に流入した体積流量q_vを求めると、次式のようになる。

$$q_v = -\frac{VT_0}{\kappa P_0 T_s}\left(\frac{P}{P_s}\right)^{\frac{1-\kappa}{\kappa}}\frac{dP}{dt} \tag{4.6}$$

図 4.31 において音速コンダクタンスCの電磁弁を空気が音速で流れる場合（$P_0/P<0.528$)、IS0 6358 によると質量流量q_mは次式のようになる。なお、電磁弁の下流圧力は大気圧P_0とする。

$$q_m = CP\rho_0\sqrt{\frac{T_0}{T}} \tag{4.7}$$

よって、標準状態に換算した体積流量q_vは、次式のようになる。

$$q_v = \frac{q_m}{\rho_0} = CP\sqrt{\frac{T_0}{T}} \tag{4.8}$$

式(4.2)を用いて、温度Tを消去すると式(4.8)は次式のようになる。

$$q_v = CP\sqrt{\frac{T_0}{T_s}}\left(\frac{P}{P_s}\right)^{\frac{1-\kappa}{2\kappa}} = CP_s\sqrt{\frac{T_0}{T_s}}\left(\frac{P}{P_s}\right)^{\frac{\kappa+1}{2\kappa}} \tag{4.9}$$

電磁弁を流れる流量はタンク内に流入した流量に等しいので、式(4.6)と式(4.9)より、次の関係が得られる。

$$dt = -\frac{V}{C\kappa P_s P_0}\sqrt{\frac{T_0}{T_s}}\left(\frac{P}{P_s}\right)^{\frac{1-3\kappa}{2\kappa}} dP \tag{4.10}$$

式(4.10)を 0 からt_0、P_sからP_fまで積分すると、次式が得られる。

$$\int_0^{t_0} dt = -\frac{V}{C\kappa P_s P_0}\sqrt{\frac{T_0}{T_s}}\int_{P_s}^{P_f}\left(\frac{P}{P_s}\right)^{\frac{1-3\kappa}{2\kappa}} dP \tag{4.11}$$

ここに、t_0は放出所要時間、P_fは電磁弁閉鎖時のタンク内の圧力である。次に、式(4.11)を積分すると次式が得られる。

$$t_0 = \frac{2V}{(\kappa-1)CP_0}\sqrt{\frac{T_0}{T_s}}\left\{\left(\frac{P_s}{P_f}\right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}} - 1\right\} \tag{4.12}$$

故に、音速コンダクタンスCは次式のようになる。

$$C=\frac{2}{(\kappa-1)P_0}\frac{V}{t_0}\sqrt{\frac{T_0}{T_s}}\left\{\left(\frac{P_s}{P_f}\right)^{\frac{\kappa-1}{2\kappa}}-1\right\} \tag{4.13}$$

電磁弁閉鎖後、タンク内の温度が室温T_sに回復したときのタンク内圧力$P_{f\infty}$は次の様にして求められる。

電磁弁閉鎖時のタンク内の圧力と温度をそれぞれP_f、T_fとし、放出中の空気の状態変化を断熱変化とすると、次式が成立する。

$$\frac{T_f}{T_s}=\left(\frac{P_f}{P_s}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{4.14}$$

電磁弁閉鎖時のタンク内の空気の質量をM_fとすると、電磁弁閉鎖後はタンク内の空気の質量M_fは変化しないので、状態方程式より次式が成立する。ここで、タンク内の温度は室温T_sに回復していると仮定する。

$$P_fV=M_fRT_f \quad 、 \quad P_{f\infty}V=M_fRT_s \tag{4.15}$$

故に、式(4.14)及び式(4.15)より次式が得られる。

$$\frac{P_f}{P_{f\infty}}=\left(\frac{P_f}{P_s}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \tag{4.16}$$

式(4.16)を変形すると、次式が得られる

$$\frac{P_s}{P_f}=\left(\frac{P_s}{P_{f\infty}}\right)^{\kappa} \tag{4.17}$$

式(4.13)と式(4.17)より、音速コンダクタンスCは次式のようになる。

$$C=\frac{2}{(\kappa-1)P_0}\frac{V}{t_0}\sqrt{\frac{T_0}{T_s}}\left\{\left(\frac{P_s}{P_{f\infty}}\right)^{\frac{\kappa-1}{2}}-1\right\} \tag{4.18}$$

ここに、

C：音速コンダクタンス[dm³/(s･bar)]

V：タンク容積［dm³］

t_0：放出所要時間［s］

P_s：空気タンク内の初期充填絶対圧力　［bar］

$P_{f\infty}$：空気タンク内の残存絶対圧力　［bar］

P_0：標準参考空気の圧力(1bar＝100kPa)
T_0：標準参考空気の温度(293.15 K)
T_s：空気タンク内の初期絶対温度（室温）［K］
κ：空気の比熱比（1.4）

なお、式(4.18)において、$t_0 = t$、$P_{f\infty} = P$、κ＝1.4、P_0=1barを代入すると、IS0 6358rev-4に規定する音速コンダクタンスの計算式が得られる。

$$C = 5\frac{V}{t}\sqrt{\frac{T_0}{T_s}}\left\{\left(\frac{P_s}{P}\right)^{0.2} - 1\right\} \tag{4.19}$$

ここに、t：放出所要時間［s］
P：空気タンク内の残存絶対圧力　［bar］
その他の記号は式（4.18）と同じである。

4.2.2 音速コンダクタンスの誤差の計算式

音速コンダクタンスを求める際の誤差は、次の二乗和平方根で求めることができる。

$$\delta C = \sqrt{\left(\frac{\partial C}{\partial V}\right)^2 \delta V^2 + \left(\frac{\partial C}{\partial t}\right)^2 \delta t^2 + \left(\frac{\partial C}{\partial T_s}\right)^2 \delta {T_s}^2 + \left(\frac{\partial C}{\partial P_s}\right)^2 \delta {P_s}^2 + \left(\frac{\partial C}{\partial P}\right)^2 \delta P^2} \tag{4.20}$$

式（2-16）において、κとP_0は定数である。そこで、Kを定数として、

$$K = \frac{2}{(\kappa - 1)P_0} \tag{4.21}$$

とおくと、次式が得られる。

$$C = K\frac{V}{t_0}\sqrt{\frac{T_0}{T_s}}\left\{\left(\frac{P_s}{P_{f\infty}}\right)^{\frac{\kappa-1}{2}} - 1\right\} \tag{4.22}$$

上式の音速コンダクタンスCを変数V、t、T_s、P_s、Pで偏微分すると、次式が得られる。

$$\frac{\partial C}{\partial V} = \frac{K}{t}\sqrt{\frac{T_0}{T_s}}\left\{\left(\frac{P_s}{P}\right)^{\frac{\kappa-1}{2}} - 1\right\} \tag{4.23}$$

$$\frac{\partial C}{\partial t} = KV\sqrt{\frac{T_0}{T_s}}\left\{\left(\frac{P_s}{P}\right)^{\frac{\kappa-1}{2}} - 1\right\}\left(-\frac{1}{t^2}\right) \tag{4.24}$$

$$\frac{\partial C}{\partial T_s} = \frac{KV}{t}\left\{\left(\frac{P_s}{P}\right)^{\frac{\kappa-1}{2}} - 1\right\}\sqrt{T_0}\,\frac{1}{-2{T_s}^{\frac{3}{2}}} \tag{4.25}$$

$$\frac{\partial C}{\partial P_s}=\frac{KV}{t}\sqrt{\frac{T_0}{T_s}}\left(\frac{1}{P}\right)^{\frac{\kappa-1}{2}}\frac{\kappa-1}{2}P_s^{\frac{\kappa-3}{2}} \tag{4.26}$$

$$\frac{\partial C}{\partial P}=\frac{KV}{t}\sqrt{\frac{T_0}{T_s}}P_s^{\frac{\kappa-1}{2}}\frac{1-\kappa}{2}P^{\frac{-\kappa-1}{2}} \tag{4.27}$$

式（4.20）及び式（4.23）～式（4.27）より、音速コンダクタンスの誤差 $\delta C/C$ は次式のようになる。

$$\frac{\delta C}{C}=\left[\begin{aligned}&\left[\frac{\dfrac{K}{t}\sqrt{\dfrac{T_0}{T_s}}\left\{\left(\dfrac{P_s}{P}\right)^{\frac{\kappa-1}{2}}-1\right\}}{\dfrac{KV}{t}\sqrt{\dfrac{T_0}{T_s}}\left\{\left(\dfrac{P_s}{P}\right)^{\frac{\kappa-1}{2}}-1\right\}}\right]^2\delta V^2+\left[\frac{KV\sqrt{\dfrac{T_0}{T_s}}\left\{\left(\dfrac{P_s}{P}\right)^{\frac{\kappa-1}{2}}-1\right\}\left(-\dfrac{1}{t^2}\right)}{\dfrac{KV}{t}\sqrt{\dfrac{T_0}{T_s}}\left\{\left(\dfrac{P_s}{P}\right)^{\frac{\kappa-1}{2}}-1\right\}}\right]^2\delta t^2\\&+\left[\frac{\dfrac{KV}{t}\sqrt{\dfrac{T_0}{T_s}}\left\{\left(\dfrac{P_s}{P}\right)^{\frac{\kappa-1}{2}}-1\right\}\sqrt{T_0}\dfrac{1}{-2T_s^{\frac{3}{2}}}}{\dfrac{KV}{t}\sqrt{\dfrac{T_0}{T_s}}\left\{\left(\dfrac{P_s}{P}\right)^{\frac{\kappa-1}{2}}-1\right\}}\right]^2\delta {T_s}^2+\left[\frac{\dfrac{KV}{t}\sqrt{\dfrac{T_0}{T_s}}\left(\dfrac{1}{P}\right)^{\frac{\kappa-1}{2}}\dfrac{\kappa-1}{2}P_s^{\frac{\kappa-3}{2}}}{\dfrac{KV}{t}\sqrt{\dfrac{T_0}{T_s}}\left\{\left(\dfrac{P_s}{P}\right)^{\frac{\kappa-1}{2}}-1\right\}}\right]^2\delta {P_s}^2\\&+\left[\frac{\dfrac{KV}{t}\sqrt{\dfrac{T_0}{T_s}}P_s^{\frac{\kappa-1}{2}}\dfrac{1-\kappa}{2}P^{\frac{-\kappa-1}{2}}}{\dfrac{KV}{t}\sqrt{\dfrac{T_0}{T_s}}\left\{\left(\dfrac{P_s}{P}\right)^{\frac{\kappa-1}{2}}-1\right\}}\right]^2\delta P^2\end{aligned}\right]^{\frac{1}{2}}$$

$$=\sqrt{\left(\frac{\delta V}{V}\right)^2+\left(\frac{\delta t}{t}\right)^2+\frac{1}{4}\left(\frac{\delta T_s}{T_s}\right)^2+\frac{(\kappa-1)^2}{4\left\{1-\left(\dfrac{P_s}{P}\right)^{\frac{1-\kappa}{2}}\right\}^2}\left(\frac{\delta P_s}{P_s}\right)^2+\frac{(\kappa-1)^2}{4\left\{1-\left(\dfrac{P_s}{P}\right)^{\frac{1-\kappa}{2}}\right\}^2}\left(\frac{\delta P}{P}\right)^2} \tag{4.28}$$

上式を整理すると、次式が得られる。

$$\frac{\delta C}{C}=\sqrt{\left(\frac{\delta V}{V}\right)^2+\left(\frac{\delta t}{t}\right)^2+\frac{1}{4}\left(\frac{\delta T_s}{T_s}\right)^2+\frac{(\kappa-1)^2}{4\left\{1-\left(\dfrac{P_s}{P}\right)^{\frac{1-\kappa}{2}}\right\}^2}\left\{\left(\frac{\delta P_s}{P_s}\right)^2+\left(\frac{\delta P}{P}\right)^2\right\}} \tag{4.29}$$

ここで、上式に $\kappa=1.4$ を代入すると、ISO 6358rev-4 に規定する音速コンダクタンスの

誤差の計算式が以下のように得られる。

$$\frac{\delta C}{C}=\sqrt{\left(\frac{\delta V}{V}\right)^2+\left(\frac{\delta t}{t}\right)^2+0.25\left(\frac{\delta T_s}{T_s}\right)^2+\frac{0.04}{\left\{1-\left(\frac{P_s}{p}\right)^{0.2}\right\}^2}\left\{\left(\frac{\delta P_s}{P_s}\right)^2+\left(\frac{\delta P}{P}\right)^2\right\}} \qquad (4.30)$$

4.3 まとめ

本章においては、以下のことが明らかになった。

１）沼津高専の流体工学研究室の設備では ISO 流量法による試験が不可能なサイズの電磁弁を供試機器として、ハイブリッド流量特性試験法の実証試験を実施し、充填法による試験結果との比較検討を行った。ハイブリッド流量特性試験法は ISO の試験法に比べて、試験に必要な空気流量が 1/4～1/5 であり、試験設備も小型になり、実用的に有利な試験法である。また、音速コンダクタンスを測定した放出法は日本国内で普及していたので、新たに設備を準備する必要はないという利点がある。

２）サイレンサの流量特性をハイブリッド流量特性試験法によって測定し、改良充填法による試験結果との比較を行った。ハイブリッド流量特性試験法はサイレンサの実際の使用圧力に比べて試験圧力が高いため、流路の変形量が大きいので、大型のサイレンサや弾性変形の大きい材料のサイレンサの試験には適していない。このようなサイレンサは、充填法によって試験することを推奨する。

３）タンク内の空気の状態変化が断熱変化とみなされる場合について、ISO 6358 に規定された音速コンダクタンスを放出法によって求めるための計算式を作成した。さらに、音速コンダクタンスの測定誤差の評価式も求めた。

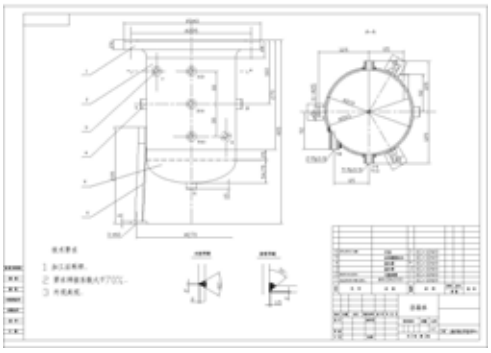
第 5 章　等温化タンクの開発

等温化放出法の試験に用いる等温化タンクの制作および使用基準を確立するため、試作による性能試験を開始した。

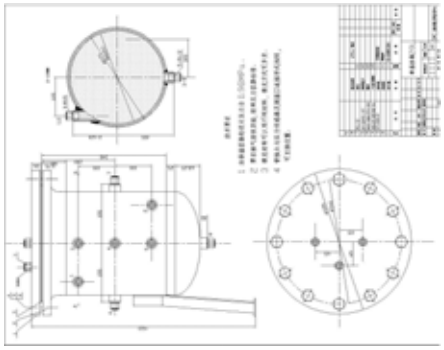
5.1　等温化タンクの製作

5.1.1　等温化タンク

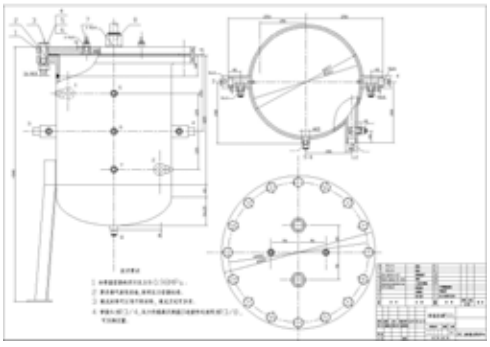
等温化タンクは、空気タンク内に金属繊維を充填し、金属繊維の熱容量が空気より大きいことを利用して空気の温度変化を抑制するものである。等温化タンクの性能確認および製作仕様の確立のため、容積 10dm^3、20dm^3、50dm^3、100dm^{3}の 4 種類のタンクを製作した。図 5.1 に製作図面、写真 5.1 に試験装置を示す。



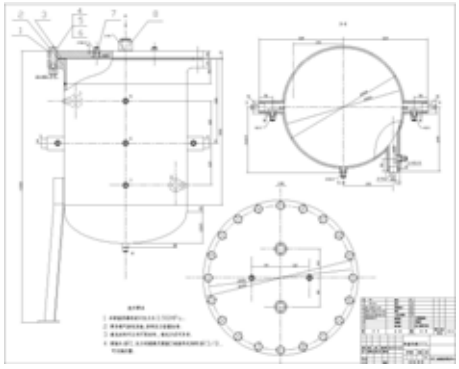
10dm^3



20dm^3



50dm^3



100dm^3

図 5.1　等温化タンク

5.1.2　充填材

金属繊維は、線径が細いほど伝熱面積が大きいので、熱交換効果が大きい。その反面、線径が細すぎると、破砕、流出の危険がある。異なる材質および線径が等温特性へ及ぼす影響を調べるために、材質は銅、ステンレスの 2 種類、線径は 0.03mm、0.05mm の 2 種類、形態は糸状、網状 2 種類の充填材を調達した(写真 5.2, 5.3 参照)。

写真 5.1　等温化タンク試験装置
(最大タンクは空気圧源用 4m³)

写真 5.2　調達した充填材

写真 5.3　充填材サンプルパネル

5.2　等温化タンクの性能試験

5.2.1　試験装置

試験装置の構成を図 5.2 に示す。

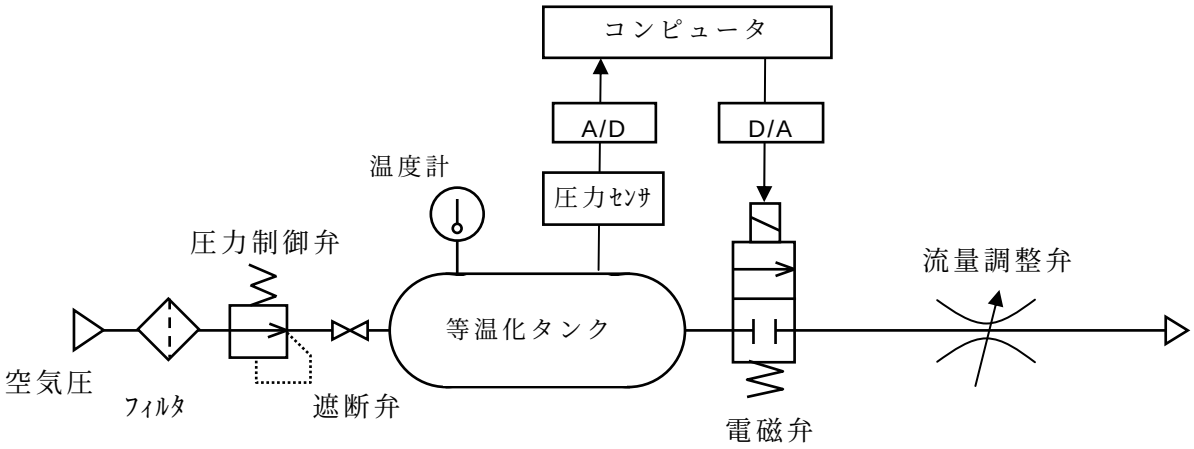


図 5.2　等温化タンクの性能試験装置

5.2.2 試験方法

ストップ法を用いて、等温化性能試験を行った。手順は本報告書の 7 章の ISO 規格原案 PART2 の Annex C に示す。

5.2.3 充填部材の種類

まず、銅とステンレスの 2 種類の充填材の等温性を調べた。結果の一例として、図 5.3 に、内容積が 10dm^{3}の空気タンクに、4kgの量（充填密度 0.40kg/dm^3）の直径が 50μmの銅線とステンレス線を充填した場合の試験結果を示す。最大圧力降下速度が約 100 kPa/s（1 bar/s）になるように、初期充填圧力が 700 kPa（7 bar）から約 15ｓの時間で大気まで空気を放出したときのタンク内の温度降下である。温度降下は、銅線が 1.8K、ステンレス線が 1.1Kであった。

次に、30μmと 50μmの 2 種類の線径の充填材の等温性を調べた。図 5.4 は、内容積が 10dm^{3}の空気タンクに、4kgの量（充填密度 0.40kg/dm^3）の直径が 30μmと 50μmの銅線を充填した場合の試験結果を示す。試験条件は上記と同様である。温度降下は、直径が 30μmの銅線が 1.5K、直径が 50μmの銅線が 1.8Kであった。

5.2.4 充填密度

図 5.5 は、直径が 50μm の銅線の充填量を変えた場合の試験結果を示す。試験条件は前項と同様である。

以上の 5.2.3 および 5.2.4 の抄録は、本報告書の 7 章の ISO 規格原案 PART2 の Annex B に示す。

5.2.5 耐油水試験

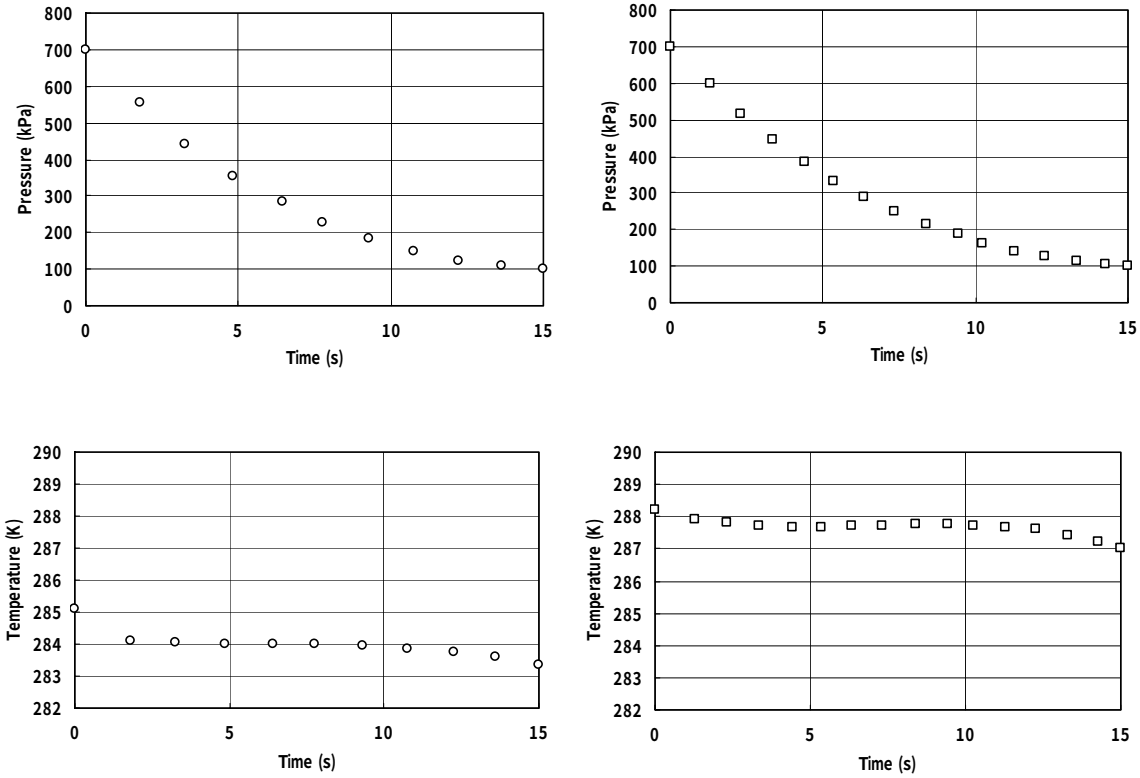
圧縮空気に含まれるコンタミナントが等温化性能に及ぼす影響を調べた。図 5.6 に、50μmの銅線を 3kg充填した 10dm^{3}のタンクに水またはタービン油を噴霧した後、600kPaの初期圧から約 10 秒で大気まで放出した場合の試験結果を示す。温度変化の偏差は±1 K以内であった。

5.3 今後の課題

①充填形態の維持･･･空気タンク内に充填された金属繊維が長期にわたる圧縮空気の充填･放出の繰り返しを受けても、均一な密度を維持できる構造仕様を確立する必要がある。

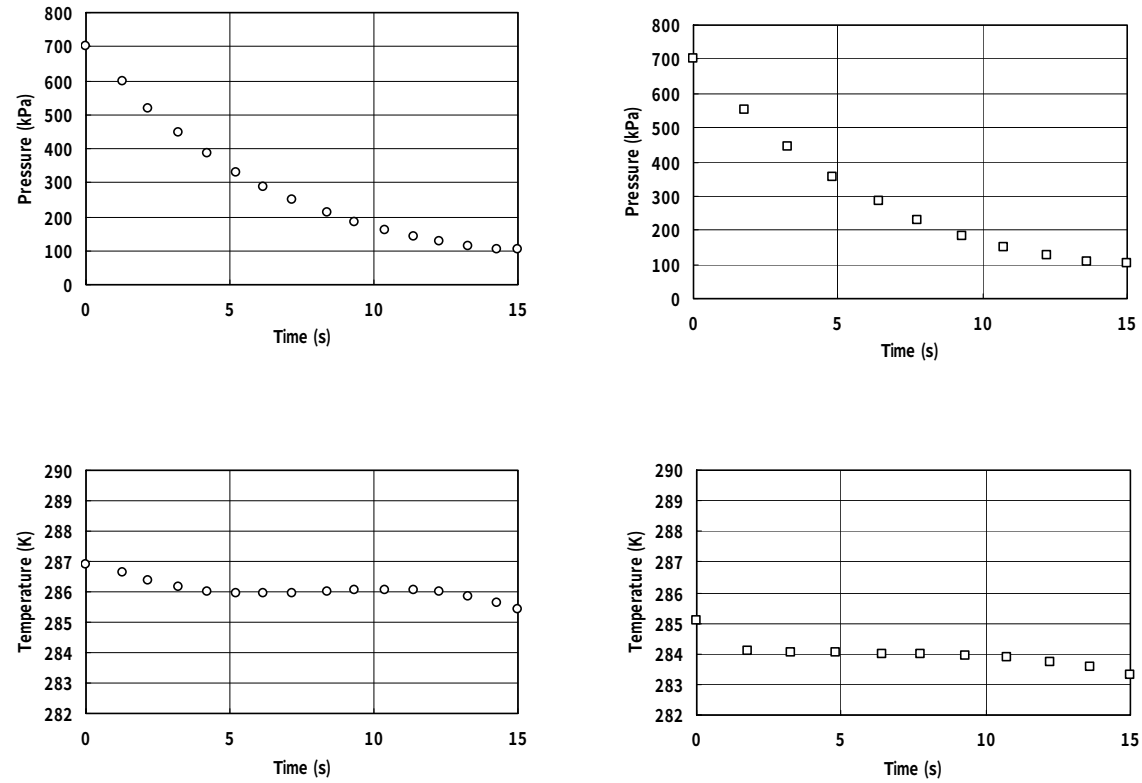
②安全性･･･充填部材が劣化･破砕して、等温化タンクから外部へ放出されることがないような構造を確立する必要がある。また、万一放出された場合の安全防護策を確立する必要がある。さらに、爆発の危険性がないことを確証する必要がある。

③軽量化･･･充填部材の量を減らして、装置の軽量化･低価格化を検討する必要がある。



(a)銅線　　(b)ステンレス線

図 5.3　銅線とステンレス線の温度降下



(a)30μm　　(b)50μm

図 5.4　線径 30μm と 50μm の温度降下

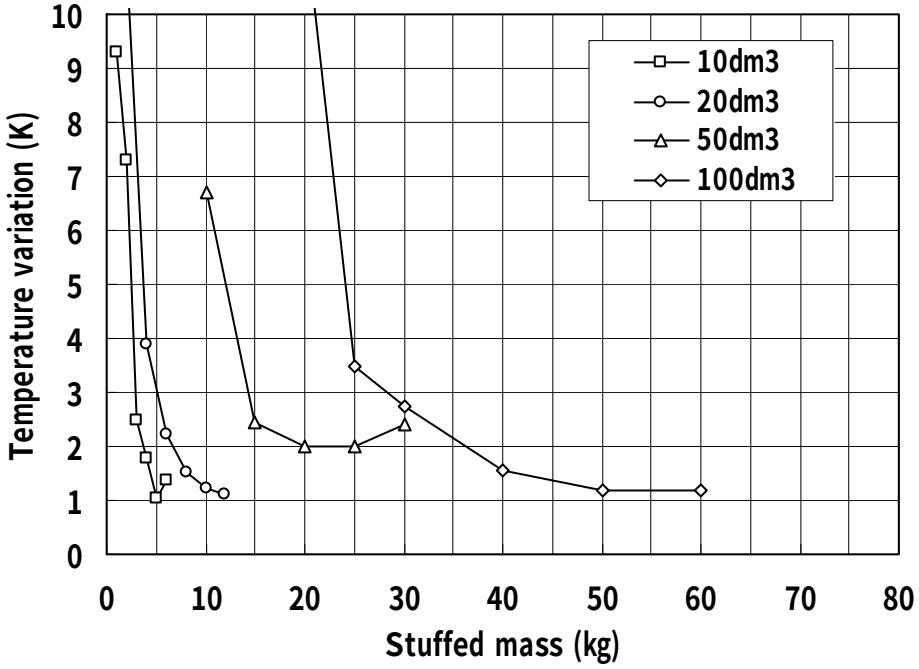


図 5.5　充填量と温度降下

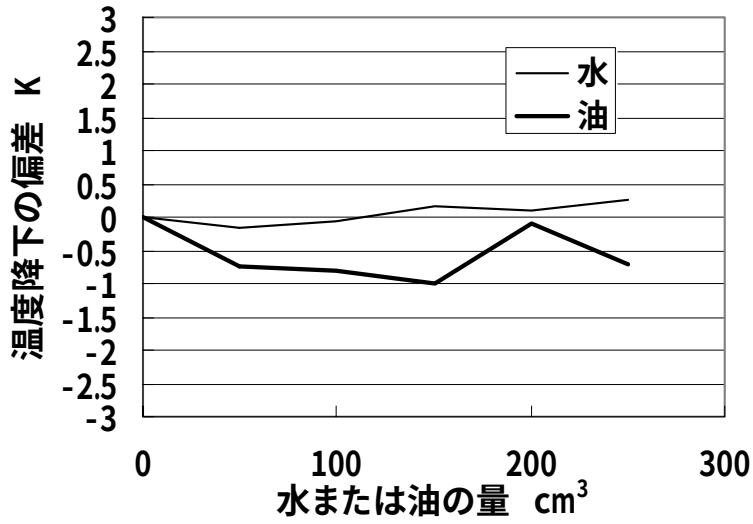


図 5.6　油水噴霧試験の結果

第 6 章　ISO への提案

6.1　海外戦略

ISO 6358 は英国で提案され、CETOP 規格を経て制定された欧州主導の産物である。ISO における採決は票数の過半数を占める欧州勢が握っているので、アジア勢のバックアップもさることながら、欧州勢を味方に付けないことには勝ち目がない。そこで、提案内容自体に欧州勢が反対しにくい仕掛けを設けた上で、海外勢が拒絶反応を示さないように段階を踏んだ情報発信の後に ISO へ正式に提案しよう、との二重の海外戦略をとった。

6.1.1　FLUCOME ' 03 における論文発表

2003 年 8 月 25 日～28 日に、イタリアのソレントで開催された FLUCOME'03：The Seventh Triennial International Symposium on Fluid Control, Measurement and Visualization（流体制御、計測および可視化に関する国際シンポジウム）において、平成 14 年度の成果に関する 3 編の論文発表を行った（図 6.1 参照）。

① Study and Suggestions on Flow-rate Characteristics of Pneumatic Components：発表者・小根山尚武（SMC）

② Study on Test Methods of Flow Characteristics of Pneumatic Components Exhausting Directly to Atmosphere：発表者・黒下清志（沼津高専）

③ Determination of Flow Rate Characteristics of Small Pneumatic Valves Using Isothermal Chamber by Pressure Response：発表者・香川利春（東工大）

これは、ISO 6358 の流量表示式が、Bath 工科大学の F.E.Sanville によって 1971 年の第 2 回フルードパワーシンポジウムで始めて提唱されたことに倣って、学会主導により日本提案の位置付けを明確にすることが目的であった。それも、欧州の場における著名なシンポジウムが必要と考えたからである。そして、平成 14 年度の本事業の開始時からの計画であり、JFPA の年度報告書が完成する前にすでに発表申し込みは受理されていたものである。シンポジウムの合間には、各国の参加者（研究者）に対してロビー活動を行った。

7TH INT SYMP ON FLUID CONTROL, MEASUREMENT AND VISUALIZATION
DETERMINATION OF FLOW RATE CHARACTERISTICS OF SMALL PNEUMATIC VALVES USING ISOTHERMAL CHAMBER BY PRESSURE RESPONSE
STUDY ON TEST METHODS OF FLOW CHARACTERISTICS OF PNEUMATIC COMPONENTS EXHAUSTING DIRECTLY TO ATMOSPHERE
7TH INT SYMP ON FLUID CONTROL, MEASUREMENT AND VISUALIZATION
STUDY AND SUGGESTIONS ON FLOW-RATE CHARACTERISTICS OF PNEUMATIC COMPONENTS
ONEYAMA Naotake*, TAKAHASHI Takamit**,
TERASHIMA Yukio*** KUROSHITA Kiyoshi****, KAGAWA Toshiharu*****
ABSTRACT

図 6.1　FLUCOME'03 における発表論文表

6.1.2　イタリアにおける直教行脚

その翌週、ミラノにあるイタリア油空圧工業会 ASSOFLUID、ミラノ工業大学およびトリノ工業大学を訪問し、提案説明・討議・協力依頼を行った。これらの大学は空気圧の研究が盛んで、工業会のコンサルタントとして影響力を持っている。日本でもおなじみの Belforte 教授らに面会した（写真 6.1 参照）。

写真 6.1 トリノ工業大学にて Belforte 教授ら、

6.1.3　ISO への申し入れ

米国のミルウォーキーで開催される 2003 年の油空圧に関する ISO/TC131 国際会議では、すでに会議次第が配布された後なので、当初は持参した資料を用いてクチコミによるロビー活動を行う予定であったが、イタリアでの感触から本丸攻めに転じた。そこで、TC131 の理事であり、SC5/WG3（空気圧制御機器）の議長でもある John Berninger にプレゼンテーションの申し入れを行ったところ、予想以上の快諾を得た。日本提案の趣意書と上記の FLUCOME の 3 論文が添付された追加議題通知 N341rev が、ISO 事務局から各国委員宛に配信されたのは、会議開催の 10 日前であった（図 6.2 参照）。

ISO

ISO/TC 131/SC 5/WG 3 N 341 rev

Japanese proposal for a possible revision of ISO 6358:1989, *Pneumatic fluid power — Components using compressible fluids — Determination of flow-rate characteristics*

図 6.2 ISO における議題通知書

6.2　ISO ミルウォーキー会議における提案

6.2.1　提案内容

2003 年 10 月 1 日午後に、Hyatt Regency Milwaukee Hotel で開催された TC131/SC5/WG3 の会議の中で、小根山がプレゼンテーションを行った。出席者は、議長：John Berninger、秘書：Karen Boehme、日本 5 名（二見安亮、高橋浩爾、最上敏博、寺島英昭、小根山尚武）、米国 5 名、ドイツ 3 名、韓国 2 名、英国 1 名、の計 5 ヶ国 18 名であった。このうち、事前の根回し対象者は過半数に達していた。使用したパワーポイントを、この章の末尾に一覧する。従来の流量特性表示方法の中で ISO 6358 は最善のものであるが、次の要点を加えると最高のものに進化させることができるという骨子である（図 6.3 参照）。

（１）　適用機器の種類…ISO 6358 の楕円曲線では近似しきれない機器の存在が明らかになったので、すべての機器に適用できるものにしたい。（注：この大義名分には正面から反駁するのが難しい仕掛けである。）

（２）　特性表示方法…非楕円特性の機器をも網羅する拡張表示式を提案する。（注：この

式は ISO 6358 のシンボルである音速コンダクタンス C と臨界圧力比 b を含み、その式をより一般化した同じ関数形なので、反駁しにくい仕掛けがある。もっと高精度であっても、異なる定義と関数形では拒絶反応を招く恐れが強い。）

（３） 流量試験方法の改良…ISO 6358 が規定する 2 種類の試験方法による結果が一致しない、M5 など 1/8 ねじ未満の小形機器は試験できないなどの不都合を解消する改良を提案する。（注：ISO 6358 の足らざるところを補完してよりよいものにする。）

（４） 代替試験方法の開発…小さな容量のパワー源で、適用機器のサイズや種類が制限されず、試験時間が短い特徴を持つ、圧力応答を利用する真空充填法および等温化放出法を代替試験方法として提案する。（注:海外では認識が薄い日本独自の有効断面積法を進化させて国際化するものだが、これを表に立てては玉砕の可能性が大きい。ISO 6358 の流量法を主とし、従の代替法とすることで抵抗を緩和する。採用すれば、経費節減などのメリットを享受できる。）

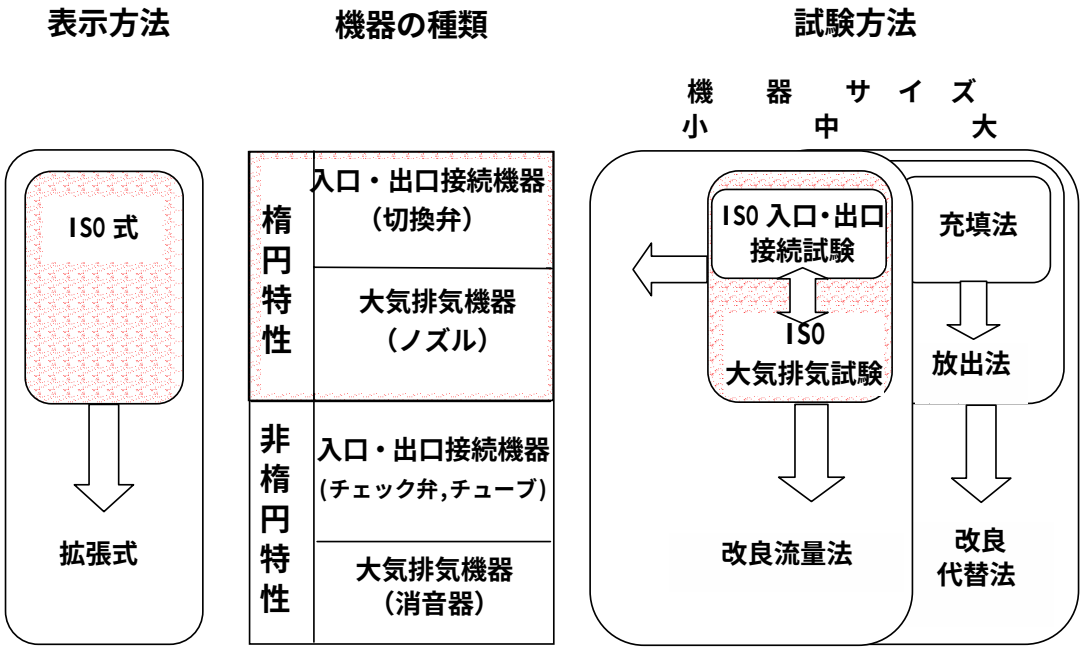


図 6.3 ISO 6358 の進化

6.2.2 会議結果

プレゼンテーションが終わると、出席者からいっせいに拍手が起き、議長の John Berninger が次のように締めくくった。

（１） 提案された代替試験法は 1988 年の olhydraulik und pneumatik 誌に記事があり、流量法とよく一致し、かつ経済的であるとの報告が、スイス委員（IMI-Norgren-CH）から寄せられた。

（２） 検討委員会を新設する。

（３） 各国からの検討所見を 11 月 30 日までに日本へ送る。

6.3　ISO における審議開始

6.3.1　アジア連合

海外戦略のうちアジア連合の構築は本件に限らず重要な ISO 対策である。今回はミルウォーキー会議初日の WG4 信頼性試験の会議に姿を見せた 2 人の韓国委員の SC5/WG3 への出席勧誘に成功した。また中国からの出席はなかったが、半月後の 10 月 15 日～18 日に北京で開催された中国空気圧技術発展フォーラムにおいて、小根山が基調講演の機会を得て、理解と協力を呼びかけた（写真 6.2 参照)。これには工業協会理事長や学会会長をはじめ、各地の大学・研究所および企業などから 100 名余の参加者があった。その後、工業協会や各地の大学を宣教行脚した。

写真 6.2 中国空気圧技術発展フォーラム

6.3.2　特命委員会

ミルウォーキー会議を受けて、John Berninger が、日本提案を検討するための各国 10 名からなる特命委員を、2003 年 11 月末に指名した。そして、委員会に提出された下記の 2 つの資料と FLUCOME'03 発表論文に対する質問への回答が、日本に求められた。

① Ohligschlager：Pneumatische Ventile, Olhydraulik und Pneumatik,1988, 32-9, pp.614/620.

② Automatic Valve Corp：Relationship between Flow Curves and Fixed Volume Fill Time,1988.

これらに対して、JFPA 委員会は 3 通の回答書を作成し、2004 年 1 月に ISO 事務局から各国の特命委員宛に配信された。

6.3.3　ISO 規格原案作成

一方、JFPA 委員会は、2003 年 12 月から ISO 規格原案の作成に着手し、4 部構成の日本語原稿は 2004 年 2 月に完成した。英語に翻訳したうえ、3 月に ISO 特命委員会へ提出し、具体審議を促す予定である。次章に、ISO 規格原案を掲載する。

流体機器の流量特性は、古くから国や業界により様々に表示されてきた歴史がある。2000 年に米国の雑誌に、有効断面積法などという試験方法による日本メーカの電磁弁は、流量特性を 25～50%も誇大表示している、とのバッシング記事が掲載されたように、相互の無理解に基づくトラブルがしばしば発生している。今回の日本提案はこれらに対する総合力による反駁を含むとともに、40 年近くも日本で親しまれてきた有効断面積法を進化させた国際整合化でもある。日本提案は、企業間の健全な国際競争をはかり、適正な機器選定とシステムの設計を支援して顧客満足度を高めることに寄与できるものと確信する。

1

Meeting in Milwaukee

ISO/TC131/SC5/WG3

2003-10-01

STUDY AND SUGGESTIONS ON FLOW-RATE CHARACTERISTICS OF PNEUMATIC COMPONENTS

Naotake ONEYAMA
SMC Corporation
Japan Fluid Power Association

2

Contents

1.Comparison of ISO6358 with existing representation methods

2.Necessity of ISO evolution

3.Extension of characteristics representation method

4.Improvement of flow test methods

5.Development of alternative test methods

3

COMPARISON OF ISO 6358 WITH EXISTING CHARACTERISTIC REPRESENTATION METHODS

Flow-rate Characteristics Standard of Pneumatic Components

International Standard	**ISO6358:1989**	***C*: Sonic conductance [dm³/(s•bar)]** ***b*: Critical pressure ratio**
American Standard	**ANSI/NFPA T3.21.3:1990**	***Cv*: Flow coefficient**
Japanese Standard	**JIS C 9312:1964** **JIS B 8390:2000**	***S*: Effective area[mm²]** **Based on ISO6358**

4

COMPARISON OF ISO 6358 WITH EXISTING CHARACTERISTIC REPRESENTATION METHODS

ISO Equation

For choked flow

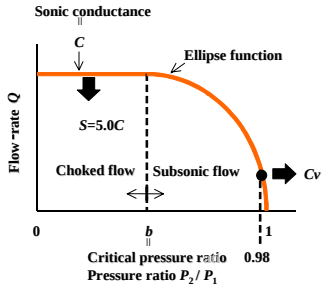
$$Q_c = CP_1\sqrt{\frac{T_0}{T_1}}$$

For subsonic flow

$$\frac{Q}{Q_c} = \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{P_2}{P_1} - b}{1 - b}\right)^2}$$

5

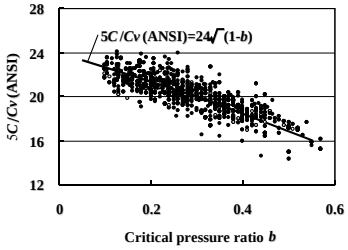
COMPARISON OF ISO 6358 WITH EXISTING CHARACTERISTIC REPRESENTATION METHODS



Definition of flow-rate characteristics

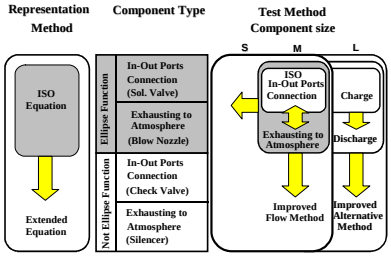
6

COMPARISON OF ISO 6358 WITH EXISTING CHARACTERISTIC REPRESENTATION METHODS



Comparison between measured *C* and *Cv*(ANSI)

NECESSITY OF ISO EVOLUTION 7

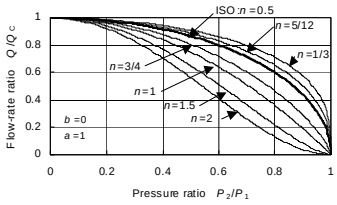


EXTENSION OF APPLICABLE COMPONENT RANGE BY EXTENSION OF CHARACTERISTIC REPRESENTATION METHOD 8

For subsonic flow

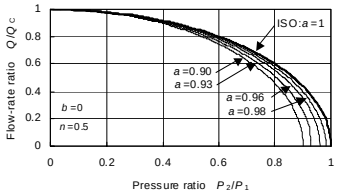
$$\frac{Q}{Q_c} = \left\{ 1 - \left(\frac{\frac{P_2}{P_1} - b}{a - b} \right)^2 \right\}^n$$

EXTENSION OF APPLICABLE COMPONENT RANGE BY EXTENSION OF CHARACTERISTIC REPRESENTATION METHOD 9



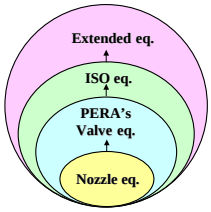
Characteristic curve

EXTENSION OF APPLICABLE COMPONENT RANGE BY EXTENSION OF CHARACTERISTIC REPRESENTATION METHOD 10



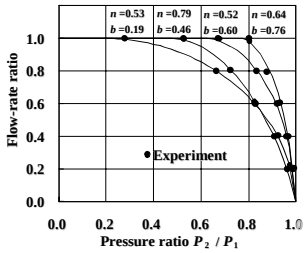
Characteristic curve

EXTENSION OF APPLICABLE COMPONENT RANGE BY EXTENSION OF CHARACTERISTIC REPRESENTATION METHOD 11



Evolution of characteristics representation equation

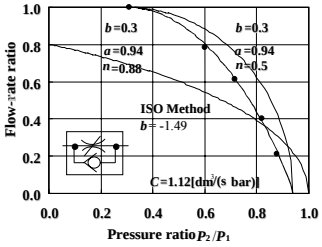
EXTENSION OF APPLICABLE COMPONENT RANGE BY EXTENSION OF CHARACTERISTIC REPRESENTATION METHOD 12



Flow-rate characteristics of component with multi-hole flow path

EXTENSION OF APPLICABLE COMPONENT RANGE BY EXTENSION OF CHARACTERISTIC REPRESENTATION METHOD

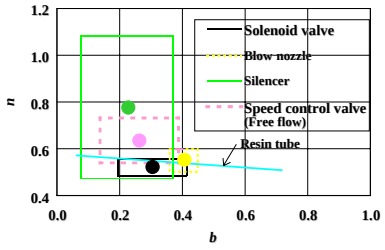
13



Flow-rate characteristics of speed control valve

EXTENSION OF APPLICABLE COMPONENT RANGE BY EXTENSION OF CHARACTERISTIC REPRESENTATION METHOD

14

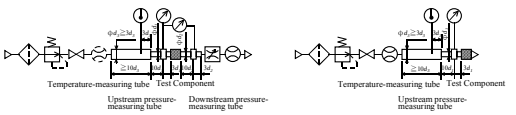


Characteristics distribution of each component

IMPROVEMENT OF FLOW TEST METHOD

15

1. **Matching of Both Test Method**
2. **Test circuit for small component**
3. **Applicable to many types of components**



(1) Component with inlet and outlet ports **(2) Component exhausting to the atmosphere**

Test circuits by ISO6358

DEVELOPMENT OF AN ALTERNATIVE TEST METHOD

16

○Excellence △Problem ×Inferior

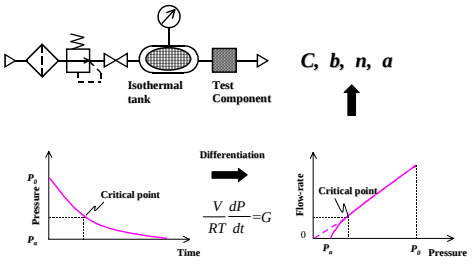
Demands		Flow method	Charge method		Discharge method	
			Positive pressure	Vacuum	Chinese standard	Isothermal
Test equipment	Small power source	×	×	○		○
	No pressure control	○	×	○		○
Test component	No connecting port restriction	×	×	○		○
	No characteristic representation restriction	○	×		×	○
	Application toregulator	○	△		×	△
Workability	Short test time	×	○	×	×	△
	Low noise	×	△	○		○
Measurement accuracy	No temperature change influence.	○	×	△	×	○
	No dependence on the flow meter	×		○		○
Perfection		○		△		△

Comparison between flow method and alternative test method

DEVELOPMENT OF AN ALTERNATIVE TEST METHOD

17

Isothermal discharge method



$$\frac{V}{RT}\frac{dP}{dt}=G$$

DEVELOPMENT OF AN ALTERNATIVE TEST METHOD

18

Conclusions

1. Definition and feature of ISO standard and existing flow rate characteristics representation method were compared.

2. Necessity of ISO evolution were clarified.

3. Extending representation method of ISO standard was suggested, and it could apply to various types of component.

4. Improvement of Flow-rate test methods were discussed.

5. Necessity and development of practical alternative test method were introduced.

第７章　ISO 規格原案

7.1　ISO 6358 rev-1:空気圧-圧縮性流体用機器-流量特性の試験方法 第１部:基本通則

目　次

序文
1．適用範囲
2．引用規格
3．定義
4．記号及び単位
5．試験装置
6．試験手順
7．試験成績の表示
8．規格適合表示

Annex　A　（規定）誤差及び測定精度の等級
Annex　B　（参考）流量特性表示式と図表示
Annex　C　（参考）実用単位の使用
Annex　D　（参考）空気圧機器の流量特性の実態
Annex　E　（参考）従来の表示方法への換算
Annex　F　（参考）基準継手の仕様と適用
Annex　G　（参考）インライン試験と大気排気試験の整合
Annex　H　（参考）特性計算手順

Ver.P1-5

ISO6358rev-1:200x

空気圧－圧縮性流体用機器－流量特性の試験方法

Part 1：基本通則

Pneumatic fluid power – Components using compressible fluids – Determination of flow-rate characteristics

Part 1：General rules

序文　この規格は、より広範囲の空気圧機器に対し、より高精度に、統一された方法で流量特性を試験し、表示できることを目的に、**ISO6358:1989** を改正した版である。

1.適用範囲　この規格は、圧縮性流体、すなわち気体を使用する空気圧機器の試験方法を規定し、それらの定常状態下での流量特性の比較を可能にする。

この規格は、試験装置、試験手順及び試験成績の表示に関する要求事項を規定する。
測定の精度は、**Annex A** に示される二つの等級（A 及び B）に分類される。
試験成績表示への実用単位の使用に関する手引きは、**Annex C** に示される。
特性表示式と各種空気圧機器の実態に関する背景情報は **Annex B**、**D**、**E** に、試験装置・試験方法・特性計算手順の補足情報は **Annex F**、**G**、**H** に示される。

この規格は、圧縮性流体（気体）、とくに圧縮空気を作動流体とする空気圧システムに使用される機器に適用する。すなわち、電磁弁やチェック弁などの方向制御機器、速度制御弁などの流量制御機器、消音器などの環境対策機器、管継手や樹脂チューブなどの配管材、バルブマニホールドなどの複合機器、及びアクチュエータの給排気ポートを有する部品などに適用する。

なお、大口径の機器の試験や試験時間の短縮を望む場合は、**Part 2**：**代替試験方法－等温化放出法**、**Part 3**：**代替試験方法－真空充填法**または **Part 4**：**簡易放出法**を適用することが望ましい。

2.引用規格　次に掲げる規格は、この規格に引用されることによって、この規格の規定の一部を構成する。これらの引用規格のうちで、発行年を付記してあるものは、記載の年の版だけがこの規格の規定を構成するものであって、その後の改正版・追補には適用しない。発効年を付記していない引用規格は、その最新版（追補を含む）を適用する。

ISO 5598:1985, Fluid power systems and components - Vocabulary.

ISO 1219-1:1991, Fluid power systems and components - Graphic symbols and circuit diagrams - Part 1: Graphic symbols.

ISO 8778:2003, Pneumatic fluid power - Standard reference atmosphere.

ISO 228-1:1982, Pipe threads where pressure - tight joints are not made on the threads - Part 1: Designation, dimensions and tolerances.

ISO 16030:2001, Pneumatic fluid power - Connections - Ports and stud ends

ISO 6358 rev－2：200x, Pneumatic fluid power－Components using compressible fluids－Determination of flow-rate characteristics－Part 2:Alternative test methods- Isothermal discharge method

ISO 6358 rev－3：200x, Pneumatic fluid power－Components using compressible fluids－Determination of flow-rate characteristics－Part 3:Alternative test methods-Vacuum charge method

ISO 6358 rev－4：200x, Pneumatic fluid power－Components using compressible fluids－Determination of flow-rate characteristics－Part 4:Alternative test methods-Simple discharge method

3.定義　この規格で用いられる主な用語の定義は、**ISO 5598** によるほか、次による。しかし、次の用語の定義は、他の規格で与えられる特定の定義と相違することもあるので、注意する必要がある。

3.1　チョーク流れ（choked flow）　上流圧力p_1が下流圧力p_2に対して高く、機器のある部分で速度が音速に達している流れ。気体の質量流量は、上流圧力p_1に比例し、下流圧力p_2には依存しない。

3.2　亜音速流れ (subsonic flow)　速度が音速に達しない流れ。

3.3　臨界圧力比（critical pressure ratio）*b*　この値より小さいと、チョーク流れになる下流圧力と上流圧力の比p_2/p_1。

3.4　音速コンダクタンス(sonic conductance) *C*　チョーク流れ状態の機器の通過質量流量qm^*を、上流絶対圧力p_1と標準状態の密度ρ_0の積で割った値。すなわち、$T=T_0$において、

$$C=\frac{qm^*}{\rho_0 p_1}$$

3.5　亜音速指数（subsonic index）*m*　亜音速流れ域における質量流量qm^*と圧力比p_2/p_1の特性関数を表すための指数。

3.6　クラッキング圧力比(cracking pressure ratio）*a*　亜音速流れ域において、質量流量がゼロとみなされるときの圧力比p_2/p_1。逆止め弁などで機器を通過する流れが始まる、または終わるときの圧力差に対応する。

4.記号及び単位

4.1　この規格で使用する量記号及び単位を **Table 1** に示す。

Table 1-Symbols and units

Reference	Description	Symbol	Dimension[1)]	SI units[2)]
3.3	Critical pressure ratio	b	pure number	
3.4	Sonic conductance	C	L^4TM^{-1}	$s \cdot m^4/kg$
3.5	Subsonic index	m	pure number	
3.6	Cracking pressure ratio	a	pure number	
-	Absolute static pressure (equal to the relative static pressure plus the atmospheric pressure)	p	$ML^{-1}T^{-2}$	Pa[3)]
-	Mass flow-rate	qm	MT^{-1}	kg/s
-	Volume flow-rate at standard conditions	qv	L^3T^{-1}	m^3/s
-	Gas constant (for a perfect gas)	R	$L^2T^{-2}\Theta^{-1}$	$J/(kg \cdot K)$
-	Absolute temperature	T	Θ	K
-	Pressure drop ($p_1 - p_2$)	Δp	$ML^{-1}T^{-2}$	Pa[3)]
-	Mass density	ρ	ML^{-3}	kg/m^3

1) M = mass ; L = length ; T = time ; Θ = temperature
2) The use of practical units for the presentation of results is described in Annex B.
3) $1Pa = 1N/m^2$

4.2 数式で使用する Table 1 に記入された量記号の下付き添字として用いた数字およびアスタリスク（*）の意味を**Table 2** に示す。

Table 2-Subscripts and superscripts

Superscript	Subscript	Meaning
	0	Standard reference conditions, i. e.: T_0 = 293.15K ; p_0 = 100kPa (1bar[1)]) 65% relative humidity
	1	Upstream conditions
	2	Downstream conditions
*		Conditions during sonic flow tests

1) $1bar = 100kPa = 0.1MPa$; $1Pa = 1N/m^2$

4.3 **Figure 1** 及び **Figure 2** で使用した図記号は、**ISO 1219** による。

5．試験装置

5.1 **インライン試験回路** 供試機器の上流と下流に圧力測定管を付ける場合は、**Figure 1** に示すような試験回路を用いなければならない。

5.2 **大気排気試験回路** 供試機器の下流から大気中に直接排気する場合は、**Figure 2** に示すような試験回路を用いなければならない。

備考 **Figure 1** 及び **Figure 2** は基本回路を示すが，機器の故障の際の損傷に対する保護に必要な安全装置をすべて組み込んでいるわけではない。試験の実施に際して責任をもてる回路にするには，人体及び装置の両方の保護のための考慮を払うことが重要である。

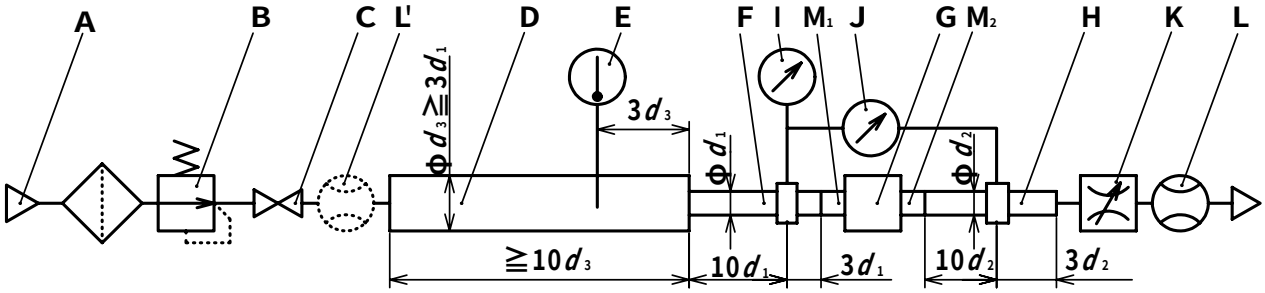


Figure 1 Test circuit for in-line test[1)]

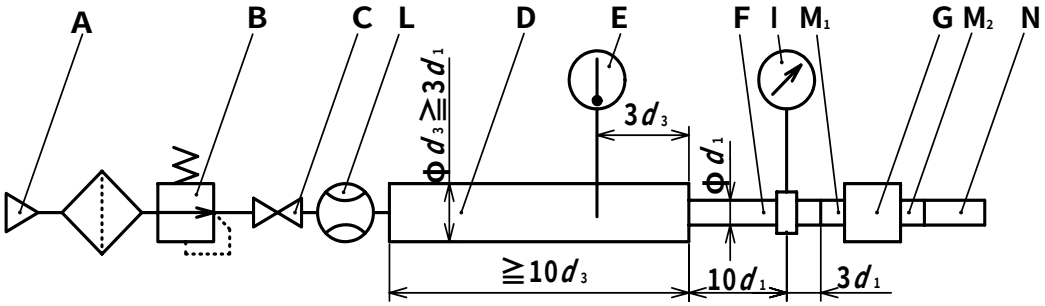


Figure 2 Test circuit for exhaust-to-atmosphere test[1)]

5.3 一般要求事項

5.3.1 供試機器は，製造業者の取扱説明書に従って試験回路に設置し，操作しなければならない。

5.3.2 供試機器の製造業者が推奨する，ろ過度を満たすフィルタを設置しなければならない。

5.3.3 **Table 3** に示す要素で試験装置を構成しなければならない。

備考 Ａ～Ｌの要素は不可欠であり、Ｍ，Ｎの要素は **5.6**、**5.7** に基づいて選定する。

Table 3 - Key to test circuit components

Reference letter	Relevant subclause	Description	Comments
A	5.3.2	Compressed gas source and filter	
B	-	Adjustable pressure regulator	
C	-	Shut-off valve	Preferably with straight path
D	5.4	Temperature-measurement pipe	
E	-	Temperature-measuring instrument	Sensor located on axis of D at a distance $3d_3$ upstream of of D
F	5.5	Upstream pressure mesuring tube	
G	-	Component under test	
H	5.5	Downstream pressure mesuring tube	
I	-	Upstream pressure gauge or transducer	
J	-	Differential pressure gauge or transducer	When $\Delta p >$ 100kPa (1bar), this gauge may be replaced by a downstream pressure gauge or transducer
K	-	Flow control valve	To have a flow-rate capacity greater than the component under test
L	-	Flow-rate measuring device	May also be placed in position L` upstream of D
L'	-	Flow-rate measuring device	
M_1	5.6	Upstream standard fitting	Apply to tube or thread connector
M_2	5.6	Downstream standard fitting	Apply to tube or thread connector
N	5.7	Rectifier tube	Apply to exhaust directly to atomosphere

5.3.4　圧力測定用のすべての接続部は，液だまりが形成されないように，配置しなければならない。なお,液だまりが予測される場所にはドレン排水弁を設けることが望ましい。

5.4　温度測定管（要素D）　温度測定管は，入口圧力測定管（要素**F**）の内径d_1の 3 倍以上の内径d_3を持ち、内径d_3の 10 倍以上の長さの管を使用しなければならない。

5.5 圧力測定管（要素 F 及び H）

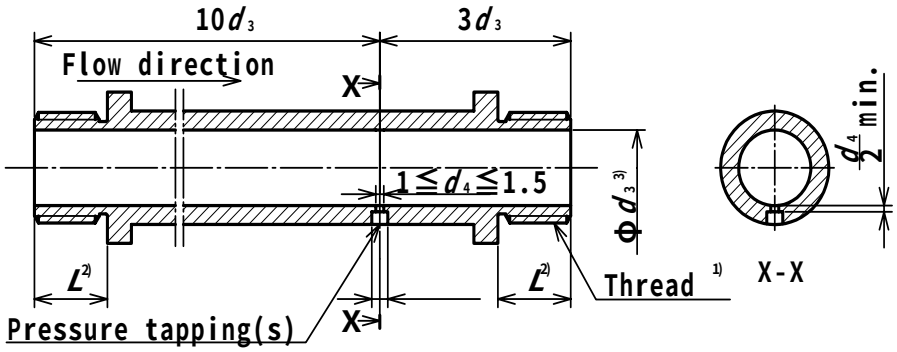
5.5.1　Figure 3 に示す圧力測定管を使用しなければならない。圧力測定管の代表寸法を **Table 4** に示す。管は，内面が滑らかなまっすぐな円管で，全長にわたり直径が一定でなければならない。

これらに規定された以外の障害物や分岐接続があってはならない。

5.5.2　Figure 3 に従って，一つ以上の圧力取出し口を設置しなければならない。

管の長手方向の中心線は,圧力取出し口の中心線と直角に交差しなければならない。また、管の内面と各圧力取出し口が接合する角部は，ばりがなくかつ鋭利でなければならない。

5.5.3　接続口が管用おねじをもつ供試機器の場合は、上記に準じた圧力測定管を使用しなければならない。



1) Thread to suit component under test.
2) Thread length to suit component under test.
3) Actual internal diameter of tube.

Figure 3 Pressure measuring tube

Table 4 - Typical dimensions of pressure measuring tubes and rectifier tubes

Dimensions in millimeters

Thread[1]	d_3	L[2] max.
G1/8	6	7.4
G1/4	9	11
G3/8	13	11.4
G1/2	16	15
G3/4	22	16.3
G1	28	19.1
G11/4	36	21.4
G11/2	43	21.4
G2	53	25.7
G21/2	68	30.1
G3	81	33.3

1) G threads in accordance with ISO 228-1.
2) G threads lengths in accordance with ISO 1179.

5.6 基準継手（要素M_1及びM_2）

5.6.1 接続口が G1/8 より小さい供試機器は、**Figure 4** に示す基準継手－1 型を使用して、表 4 に示す G1/8 の圧力測定管または整流管と接続しなければならない。

5.6.2 接続口がプッシュイン継手をもつ供試機器は、**Figure 5** に示す基準継手－2 型を使用して、圧力測定管または整流管と接続しなければならない。

基準継手－1 型、－2 型の代表寸法を **Table 5** に示す。

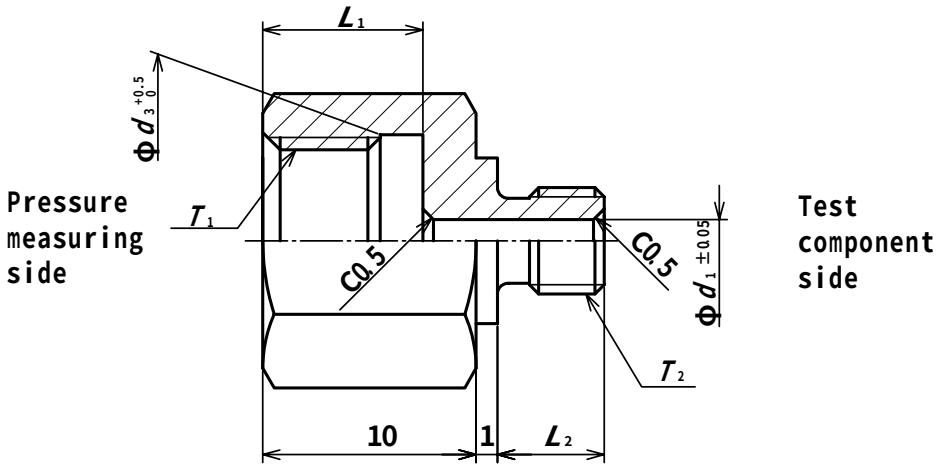


Figure 4 Standard fitting of thread connector(type-1)

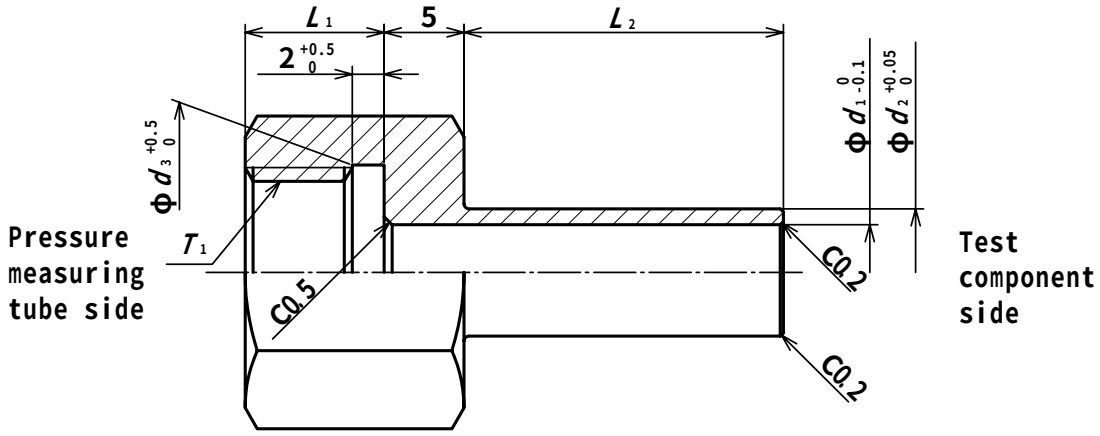


Figure 5 Standard fitting of tube connector (type-2)

Table 5 - Typical dimensions of standard fitting of type-1 and type-2

Dimensions in millimeters

Symbol	L_1	L_2 [1]	d_1 [2]	d_2, T_2 [2),3]	d_3	T_1 [4]
M5×1/8	7.5	5	2.5	M5×0.8 [3]	9.9	G1/8
3×1/8	7.5	16	1.8	3	9.9	G1/8
4×1/8	7.5	18	2.5	4	9.9	G1/8
6×1/8	7.6	19	4	6	9.9	G1/8
8×1/4	8.7	20	6	8	13.4	G1/4
10×3/8	9.6	24	7.5	10	16.9	G3/8
12×1/2	11	24	9	12	21.2	G1/2

1) L_2 lengths of type-2 in accordance with ISO/DIS14743.
2) d_1 & d_2 type-2 in accordance with Annex B of ISO/DIS14743 .
3) M threads in accordance with ISO 261.
4) G threads in accordance with ISO 228-1.

5.6.3　内部流路の断面積が圧力測定管の断面積と同等以上に大きく、上流の圧力測定管において流れが音速に達するとみなされる供試機器は、**Figure 6** に示す基準継手－３型を使用して、圧力測定管または整流管と接続しなければならない。

基準継手－3 型の代表寸法を **Table 6** に示す。

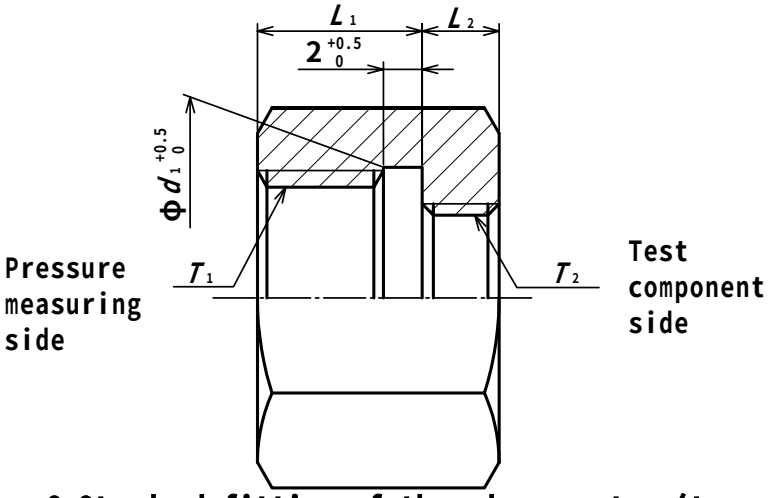


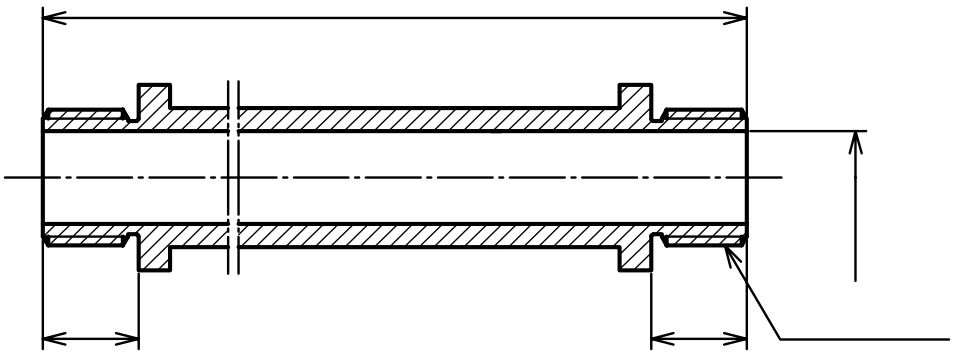
Figure 6 Standard fitting of thread connector (type-3)

Table 6 - Typical dimensions of standard fitting of type-3

Dimensions in millimeters

Symbol	L_1	L_2	d_1	T_1 1)	T_2 2)
M5×1/8	7.5	4	9.9	G1/8	M5×0.8
1/8×1/4	8.5	3.97	13.4	G1/4	G1/8
1/4×3/8	9.5	6.01	16.9	G3/8	G1/4
3/8×1/2	11	6.35	21.2	G1/2	G3/8
1/2×3/4	12.5	8.16	26.6	G3/4	G1/2
1) M threads in accordance with ISO 261. 2) G threads in accordance with ISO 228-1.					

5.7 整流管（要素 N）　大気排気試験において、出口に接続口を持つ供試機器は、**Figure 7** に示す整流管を接続しなければならない。整流管の代表寸法を **Table 4** に示す。管は，内面が滑らかなまっすぐな円管で，全長にわたり直径が一定でなければならない。



1) Thread to suit component under test.
2) Thread length to suit component under test.
3) Actual internal diameter of tube.

Figure 7 Rectifier tube

5.8 特別要求事項

5.8.1 接続口が上記以外の構造または寸法をもつ供試機器の場合は、**5.6** に準じた基準継手を使用して、圧力測定管または整流管と接続しなければならない。

5.8.2 供試機器の接続口の構造または寸法が、入口と出口で異なる場合，各接続口に適合する圧力測定管、整流管または基準継手を使用しなければならない。

6. 試験手順

6.1 試験条件

6.1.1 供給気体

6.1.1.1 使用した気体の種類を試験報告書に表示しなければならない。

6.1.1.2 供試機器の製造業者の推奨に応じて、気体をろ過及び調質しなければならない。

6.1.2 検査 圧力取出し口が液体や固体の微粒子によってふさがれていないことを定期的に点検する。

6.1.3 測定

6.1.3.1 定常状態に達した後、各測定値を記録する。

6.1.3.2 上流パラメータの変動は、**Table 7** に示される許容範囲内でなければならない。

Table 7 - Permissible variation in indicated values of upstream parameters

Class of measurement accuracy(see Annex A)	A	B
Variation in temperature indication, K	±1	±2
Variation in pressure indication, %	±1	±2
Variation in flow-rate indication, %	±2	±4

2) L

6.1.3.3 測定中に機器部品の偶発的な動作が起こらないようにするために、機器の各流路の状態を一定に保持する。

6.2 計測手順 供試機器の形式に応じて、**6.2.1** 又は **6.2.2** に示された方法のどちらかに従

わなければならない。

6.2.1 インライン試験の場合

6.2.1.1 供試機器の上流圧力を 500 kPa(5 bar)以上の一定値に保持する([1])。

6.2.1.2 流量制御弁 K を使って、それ以下に圧力を下げても質量流量 qm が増加しなくなるまで、下流の圧力を下げる。このとき供試機器の内部でチョーク流れが発生し、下流の圧力をさらに下げても流量は変化しない。

6.2.1.3 流れがチョークしている時の上流温度T_1*、上流圧力p_1*、チョーク流量qm*及び圧力差Δpまたは下流圧力p_2*を測定する。

6.2.1.4 流量制御弁 K を少し閉じて、質量流量 qm とチョーク流量 qm*の流量比 qm/qm*を約 0.9 に減少させる。

6.2.1.5 圧力制御機器Bを調節して、試験中は常に上流圧力p_1を一定に保つ。

6.2.1.6 質量流量qm、上流温度T_1、上流圧力p_1及び圧力差Δpまたは下流圧力p_2を測定する。

6.2.1.7 流量比 qm/qm*を約 0.8、0.6 及び 0.4 に減少させ、**6.2.1.4**、**6.2.1.5** 及び **6.2.1.6** のステップを繰り返す。

6.2.1.8 流量制御弁Kを調節して、流量比qm/qm*を 0.05 に減少させ、質量流量qm、上流温度T_1、上流圧力p_1及び圧力差Δpを測定する。この測定は、クラッキング圧力比aが 1 とみなされる機器の場合は不要である([2])。

6.2.1.9 流量比qm/qm*を計算し、**Figure 8** に示すように圧力比p_2/p_1に対してプロットする。

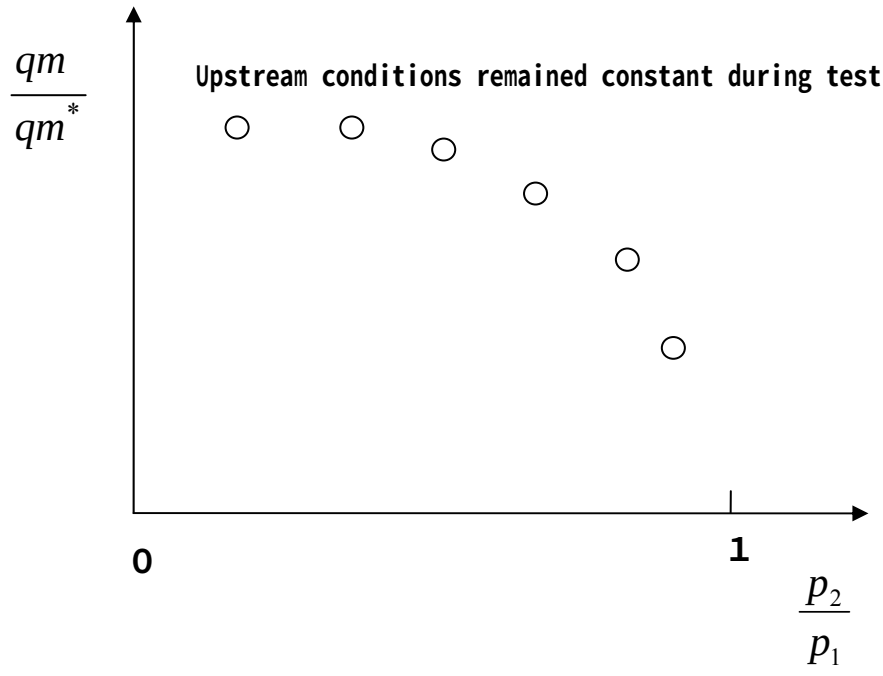


Figure 8 Plot of mass flow-rate ratio against pressure ratio in the case of component in-line test

6.2.2 大気排気試験の場合

6.2.2.1　大気圧力p_2及び大気温度T_0を測定する。

6.2.2.2　上流圧力p_1を 500kPa（5 bar）に設定する(1)。このとき供試機器の内部でチョーク流れが発生している。

6.2.2.3　流れがチョークしている時のチョーク流量qm*、上流温度T_1*及び上流圧力p_1*を測定し、供試機器の音速コンダクタンスCを計算する(3)。

6.2.2.4　圧力制御機器Bを調節して上流圧力p_1を下げると質量流量qmも減少する。この時、流量比qm/qm^*の計算値が約 0.9 になるように圧力制御機器Bを調節する(4)(5)。

6.2.2.5　質量流量qm、上流圧力p_1及び上流温度T_1を測定する。

6.2.2.6　流量比qm/qm^*の計算値が約 0.8、0.6 及び 0.4 になるように圧力制御機器Bを調節し、**6.2.2.4** 及び **6.2.2.5** のステップを繰り返す。

6.2.2.7　圧力制御機器Bを調節して、流量比qm/qm*を 0.05 に減少させ、質量流量qm、上流温度T_1及び上流圧力p_1を測定する。この測定は、クラッキング圧力比aが 1 とみなされる機器の場合は不要である(2)。

6.2.2.8　流量比qm/qm*の値を計算し、**Figure 9** に示すように圧力比p_2/p_1に対してプロットする。

注(1)　上流圧力を 500 kPaに設定すると、臨界圧力比bが約 0.2 以上の供試機器においてチョーク流れの状態が得られる。上流圧力p_1は、供試機器の推定される臨界圧力比bに基づいて、p_1>100/bの式により設定することが望ましい。

注(2)　これはクラッキング圧力比aを求めるための測定である。チェック弁を内蔵する機器のように、圧力差がクラッキング圧力に達するまで流路が閉じている機器の場合にのみ実施する。その他の機器の場合は、a=1 とする。

注(3)　**6.3.1** によって音速コンダクタンスを計算する。

注(4)　この場合の流量比qm/qm^*は、測定された上流圧力p_1及び上流温度T_1より計算される理論チョーク流量と測定された流量の比であり、次式で表される。

$$\frac{qm}{qm^*}=\frac{qm}{C\rho_0 p_1\sqrt{\frac{T_1}{T_0}}}$$

注(5)　計測した質量流量qm、上流圧力p_1及び上流温度T_1を入力すると、流量比$qm/\left(C\rho_0 p_1\right)\sqrt{T_1/T_0}$が計算できるように表計算ソフトウエアによるプログラムを作っておくと、流量比qm/qm^*の設定が容易になる。**Annex G**に計算例を示す。

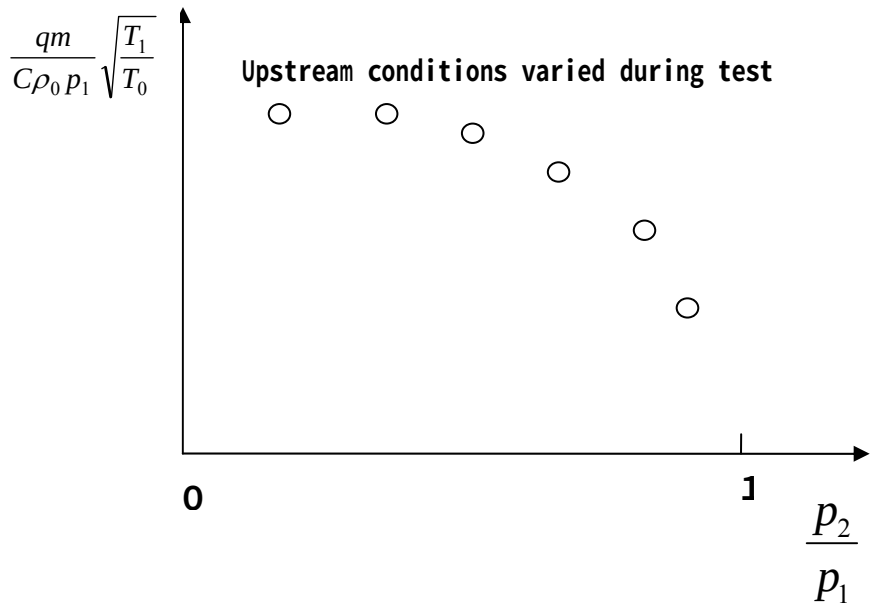


Figure 9　Plot of mass flow rate ratio against pressure ratio in the case of exhaust-to-atmosphere test

6.3　特性計算

6.3.1　音速コンダクタンス *C*

次の式から音速コンダクタンスを計算する。

$$C = \frac{qm^*}{\rho_0 p_1^*}\sqrt{\frac{T_1^*}{T_0}}$$

ここに、添字＊は流れがチョークしている状態で測定された値を示す。

6.3.2　クラッキング圧力比 *a*

6.3.2.1　インライン試験の場合

6.2.1.8 で測定した流量比が 0.05 の場合の上流圧力と下流圧力から圧力比 p_2/p_1 を計算し、この値をクラッキング圧力比 *a* とする。なお、この試験点は **6.3.3** に示す *b* 及び *m* の特性計算には加えない。

6.3.2.2　大気排気試験の場合

6.2.2.7 で測定した流量比が 0.05 の場合の上流圧力と大気圧力との圧力差 Δp を計算する。**6.2.2.3** で測定した上流圧力 p_1* を用いて、1－（$\Delta p/p_1$*）を計算し、この値をクラッキング圧力比 *a* とする。なお、この試験点は **6.3.3** に示す *b* 及び *m* の特性計算には加えない。

6.3.3　臨界圧力比 *b* 及び亜音速指数 *m*

次の手順によって臨界圧力比 *b* 及び亜音速指数 *m* を計算する。

6.3.3.1　インライン試験の場合

6.2.1 において得られた亜音速流れ域の 4 組の圧力比と流量比及び **6.3.2** で求めたクラッキング圧力比 *a* を用いて、最小二乗法によって、次式の臨界圧力比 *b* 及び亜音速指数 *m* を求める。なお、具体的な計算方法は **Annex H** に示す。

$$\frac{qm}{qm^*}=\left\{1-\left(\frac{\frac{p_2}{p_1}-b}{a-b}\right)^2\right\}^m$$

6.3.3.2 大気排気試験の場合

6.2.2 において得られた亜音速流れ域の 4 組の圧力比と流量比及び **6.3.2** で求めたクラッキング圧力比 a を用いて、最小二乗法によって、次式の臨界圧力比 b 及び亜音速指数 m を求める。なお、具体的な計算方法は **Annex H** に示す。

$$\frac{qm}{qm^*}=\frac{qm}{C\rho_0 p_1\sqrt{\frac{T_1}{T_0}}}=\left\{1-\left(\frac{\frac{p_2}{p_1}-b}{a-b}\right)^2\right\}^m$$

6.3.3.3 圧力比p_2*/p_1*を計算する。もし、この圧力比が臨界圧力比bより大きい場合、チョーク流れが発生していないので、p_2を下げるかp_1を上げるかして、再度試験を行う。

7.試験成績の表示

7.1 試験者（代理機関）は、すべての測定結果及び計算結果を、表または図に示さなければならない。

7.2 **6.3** に従って計算された音速コンダクタンス C、臨界圧力比 b、亜音速指数 m 及びクラッキング圧力比 a が表示されなければならない。

7.3 測定精度の等級、すなわち **Annex A** による等級 A 又は B が表示され、またその校正記録の有効性も確認されなければならない。

8.規格適合表示 この規格に適合することを、試験報告書、カタログ及び販売資料に記述する場合は、次の文言を用いる。

“この流量特性の試験方法は、**ISO 6358 rev**（空気圧－圧縮性流体用機器－流量特性の試験方法）に適合する。”

Annex A
(normative)

誤差及び測定精度の等級

A.1　測定精度の等級　要求精度に基づき、試験は測定の二つの等級 A 又は B のどちらかで行わなければならない。この測定精度の等級は表示されなければならない。

備考　1.　等級 A は、より正確に性能が定義される必要がある特別な場合を意図している。

2.　精度の高い装置及び方法を必要とする等級 A の試験では、試験費用が増加することに注意する。

A.2　誤差　すべての測定装置及び測定方法は、国際基準による校正によって **Table A.1** で与えられた限度を超えない系統誤差で計測することが証明されたものを使わなければならない。

備考　**Table A.1** で与えられた百分率の限界は測定された物理量に適用し、試験の最大値又は計測器の目盛の最大値には適用しない。

Table A.1-校正の際に定められている計測器の許容系統誤差

計器のパラメータ	測定精度の等級に対する許容系統誤差	
	A	B
流量　%	±2	±4
圧力　%	±1	±2
温度　K	±1	±2

A.3　誤差の総和　最終結果を幾つかの測定結果から計算するときには、結果に含まれる誤差の総和は、2 乗和平方根によって決定してもよい。

例　この簡略法において、

$$C = \frac{qm^*}{\rho_0 {p_1}^*}\sqrt{\frac{T_1^*}{T}}$$

$$\frac{\delta C}{C} = \sqrt{\left(\frac{\delta qm}{qm}\right)^2 + \left(\frac{\delta p_1}{p_1}\right)^2 + 0.25\left(\frac{\delta T_1}{T_1}\right)^2}$$

上記で使われた系統誤差 δqm、δp_1 及び δT_i は、計測器の実際の系統誤差で、**Table A.1** に示された最大値ではない。より正確な誤差の総和に関しては、法定度量衡国際機構によって出版された法定度量衡用語集－基礎用語を参照する。

A.4 予想変動　**A.3** に示された方法は繰り返し性及び実験室の状態の偏差に応じて、結果に対して±15%までの変動を許容してもよい。

Annex B
(informative)

流量特性表示式と図表示

B.1　特性表示式

この規格は、空気圧機器の流量特性を次の二つの式を用いて表示する。

チョーク流れの場合、すなわち$p_2/p_1 \leqq b$のとき、

$$qm^* = Cp_1\rho_0\sqrt{\frac{T_0}{T_1}}$$

亜音速流れの場合、すなわち$p_2/p_1 > b$のとき、

$$qm = Cp_1\rho_0\left\{1-\left(\frac{\frac{p_2}{p_1}-b}{a-b}\right)^2\right\}^m\sqrt{\frac{T_0}{T_1}}$$

ここで、チョーク流れの式、及び亜音速流れの式における m=0.5、 a=1 の場合は、**ISO 6358:1989** に示された式と同一である。

B.2　一般的な図表示

上流側の絶対圧力及び温度が一定の場合、機器を通過する圧縮性流体の質量流量と、下流圧力と上流圧力の比の関係は、**Figure B.1** のように図表示する。質量流量の代わりに標準状態に換算した体積流量を用いてもよい。この図は、m=0.5、 a=1 とし、臨界圧力比 b が 0.1 から 0.6 の場合を示している。

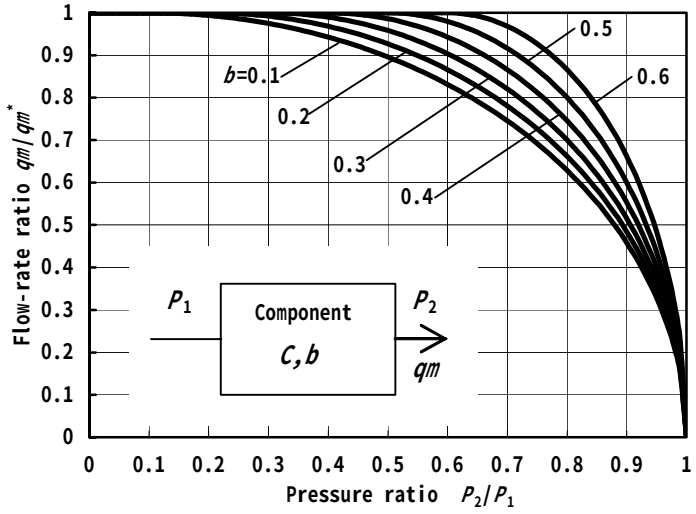


Figure B.1　圧力比に対する流量の一般的な図表示

B.3　亜音速流れの特性

亜音速流れにおける流量と圧力比の関係は、機器の流路構造の違いにより同一の関数で表すことができない。そこで、亜音速指数 m を用いて、**Figure B.2** のように図表示する。ここで、m=0.5 は楕円曲線、m=1.0 は放物線である。

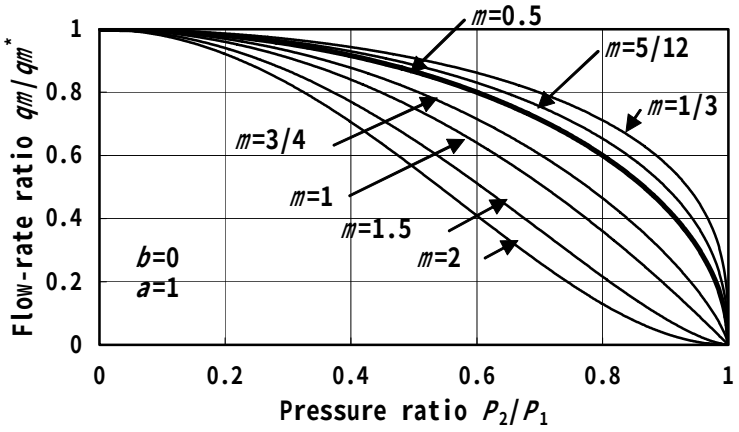


Figure B.2　亜音速流れの特性

B.4　クラッキング特性

チェック弁などの機器は、機器を通過する流れが始まる、または流れが終わると認められるときの圧力比が 1 以下となる。そこで、このクラッキング圧力比aを用いて、**Figure B.3** のように図表示する。図において、特性曲線と横軸の交点がaである。試験の上流圧力をp_1*、クラッキング圧力をΔp_cとすると、次式に示す関係がある。

$$a = 1 - \frac{\Delta p_c}{p_1^*}$$

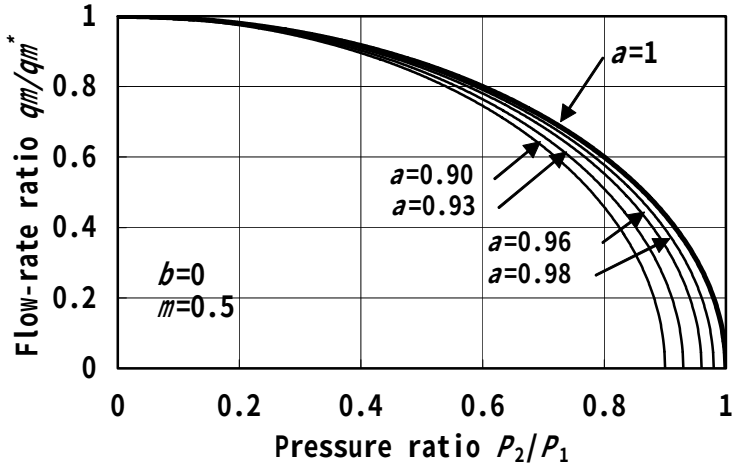


Figure B.3　クラッキング特性が存在する場合の特性

B.5　試験データ例

Figure B.4 に速度制御弁の自由流れ（絞り弁全閉）におけるデータ例を示す。プロットは、**ISO 6358:1989** の試験手順に従って求めた上流圧力がp_1=0.6MPa([1])のときの測定結果を示す。この測定結果を**ISO 6358:1989** の特性計算手順に従って演算すると、音速コンダクタンスC=1.12 dm^3/(s・bar)([1])、臨界圧力比b= - 1.5 が求まる。このCとbを用いて、**ISO 6358:1989** の基礎理論式により描かれた特性曲線は、図に示す破線のようになり、測定結果と著しく乖離している。

本規格を適用すると、a=0.94、m=0.88、b=0.30 が求まる。この特性曲線は、図の太い実線のようになり、測定結果と極めて良い一致を示す。なお、細い実線は、**ISO 6358:1989** と同じ m=0.5 と仮定した場合を示すが、亜音速流れは楕円曲線に乗らないことが明らかである。

注([1])実用単位は**Annex C**に示す。

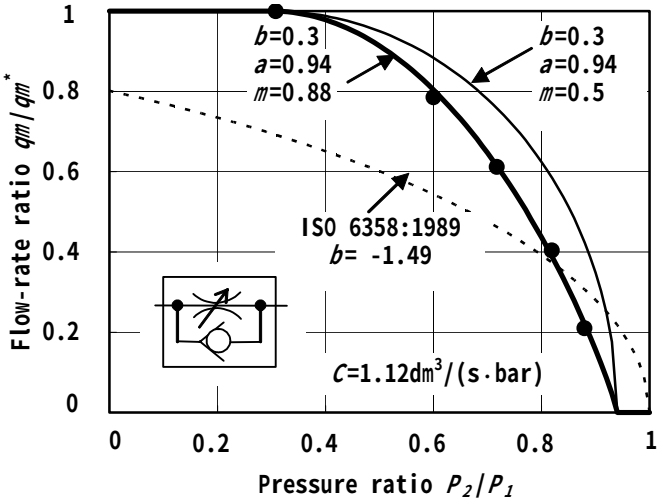


Figure B.4　速度制御弁のデータ例

Annex C
(informative)

実用単位の使用

C.1　実用単位　**Table C.1** に示される実用単位を使って、表又は図の様式で試験成績を示してもよい。

Table C.1-Practical units

Quantity	Symbol	Practical unit
Critical pressure ratio	b	-
Sonic conductance	C	$dm^3/(s \cdot kPa)$ or $dm^3/(s \cdot bar)$*)
Subsonic index	m	-
Cracking pressure ratio	a	-
Absolute static pressure	p	MPa or kPa or bar
Mass flow-rate	qm	g/s
Volume flow-rate at standard conditions	qv	dm^3/s(ANR) or dm^3/min(ANR)
Gas constant	R	J/(kg・K)
Absolute temperature	T	K
Pressure drop (p_1-p_2)	Δp	MPa or kPa or bar
Mass density	ρ	g/dm^3
*) 1bar =100kPa= 0.1 MPa = 10^5Pa = 10^5N/m^2		

C.2 計算 **Table C.1** に示された体積流量を用いて、実用単位での結果を表示するためには、この規格で示した公式を次のように修正しなければならない。

チョーク流れの場合、すなわち$p_2/p_1 \leqq b$であるとき、

$$qv^* = 600Cp_1\sqrt{\frac{T_0}{T_1}}$$

亜音速流れの場合、すなわち$p_2/p_1 > b$のとき、

$$qv = 600Cp_1\rho_0\left\{1-\left(\frac{\frac{p_2}{p_1}-b}{a-b}\right)^2\right\}^m\sqrt{\frac{T_0}{T_1}}$$

ただし、qvの単位は$dm^3/min(ANR)$、pはMPa、Cは$dm^3/(s \cdot bar)$である。

Annex D
(informative)

空気圧機器の実態

D.1 試験結果の例

複数のメーカの多種の製品に対する試験結果の例を示す。**Figure D.1** は、2 ポート、3 ポート及び 5 ポート電磁弁の試験結果をmと bの対応で整理したものである。bは広く分布し、その平均値は 0.31、標準偏差は 0.110 であった。 mは分布が狭く、その平均値は 0.52、標準偏差は 0.034 であった。**Figure D.2** は消音器の試験結果を示す。bの平均値は 0.22、標準偏差は 0.147 であり、またmは分布が広く、その平均値は 0.78、標準偏差は 0.306 であった。また、**Table D.1** は、速度制御弁の自由流れ（絞り弁全閉）におけるaの試験結果を示す。総平均値のa=0.963 は、クラッキング圧力Δp_c=0.02 MPaに対応する。

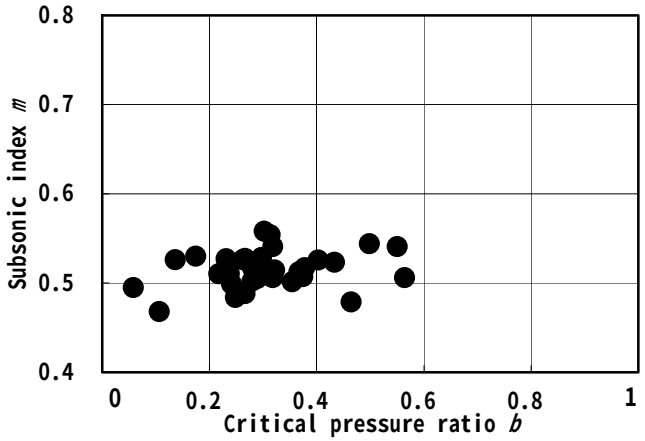


Figure D.1　電磁弁の *m* と *b*

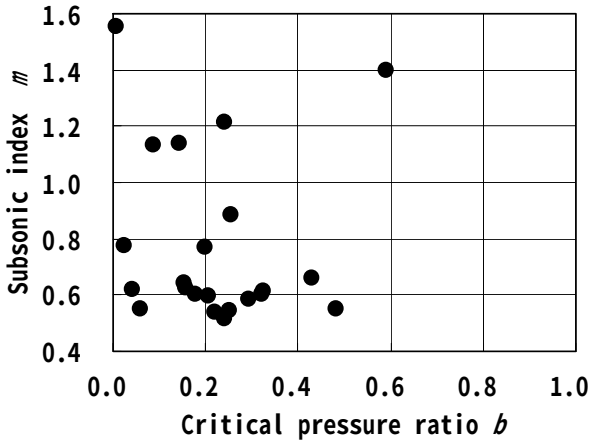


Figure D.2　消音器の *m* と *b*

Table D.1-速度制御弁の自由流れ（絞り弁全閉）の *a*

Type of check valve	Average	Standard deviation
Poppet and spring	0.972	0.025
Lip packing	0.956	0.015
Total	0.963	0.021

Upstream pressure P_1=0.6MPa

D.2　各種機器の特性分布

7 社 5 種類の機器についての 200 余の試験データの集計結果を **Figure D.3** に示す。図において、プロットは各機器群の平均値、囲い線は標準偏差の範囲を示す。電磁弁とブローノズルは *m*=0.5 の楕円に近いが、速度制御弁の自由流れ（絞り弁全閉）と消音器は楕円からの乖離が大きく、分布範囲も広い。樹脂チューブは、長くなるほど *b* が減少し、*m* が 0.5

から 0.6 へ向けて大きくなる。

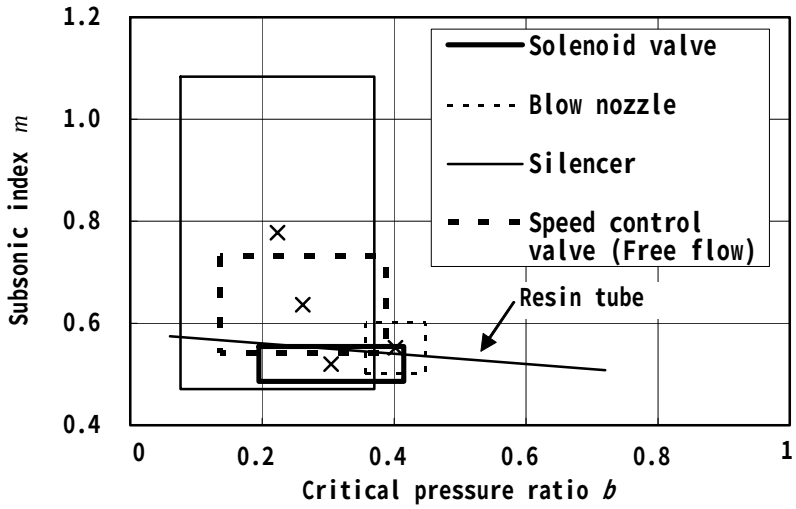


Figure D.3　各種空気圧機器の流量特性の分布

D.3　*b* 算出値の相関

この規格に従って算出された *m* が 0.5 より大きい機器の臨界圧力比 *b* に比べ、**ISO 6358:1989** に従って算出された臨界圧力比 *be* はかなり小さく、マイナス値になる場合も多く、試験結果との乖離が著しい。**Figure D.4** は、本規格による *b* と **ISO 6358:1989** による *be* の差（*b*－*be*）と、*m* との相関をプロットしたものである。*m*=0.5 を仮定する *be* に対し、例えば *m*=0.6 の機器は、臨界圧力比 *b* が約 0.2 大きく算出され、試験結果との整合度が格段に向上する。

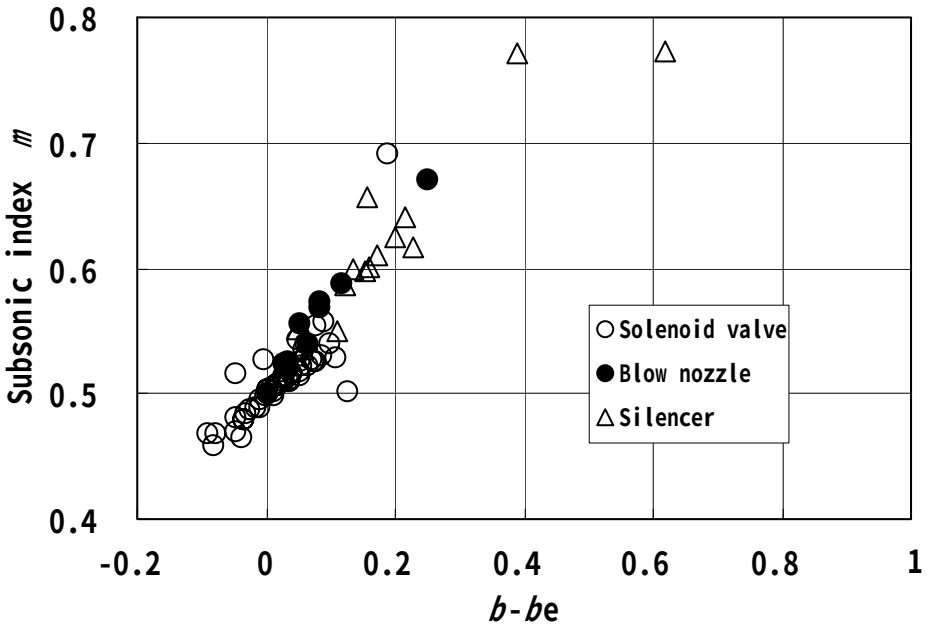


Figure D.4　臨界圧力比 *b* の算出値の相関

Annex E
(informative)

従来の表示方法への換算

この規格に基づく特性表示方法は、従来の各種の特性表示方法に換算することが可能である。しかし、従来の表示方法の多くは、機器の流量特性曲線における１点を表すものなので、その逆は不可能である。以下に換算式を示す。ここに、*C*の単位はいずれも$dm^3/(s・bar)$である

E.1　有効断面積

有効断面積*S* [mm^2]は、**JIS C 9312:1964** 以来**JIS B 8390:2000** などに規定されてきた。これはチョーク流れを表す特性値であり、本規格からは次の式により換算することができる。

$$S = 5.0C$$

E.2　Nominal flow

VDI 3290:1962 に規定されたNominal flow（Nenndurchfluss）q_nは、上流圧力 7bar、差圧 1 barにおける流量測定値を、標準状態の体積流量dm^3/minで表すものである。これは、亜音速流れの圧力比p_2/p_1=0.857 における１点を表す。本規格からは次の式により換算することができる。

$$q_n = 420C\left\{1-\left(\frac{0.857-b}{a-b}\right)^2\right\}^m$$

特に、*m*=0.5、*a*=1 の場合、

$$q_n = 420C\sqrt{1-\left(\frac{0.857-b}{1-b}\right)^2}$$

E.3　*C*v

ANSI/(NFPA)T3.21.3:1990 に規定された*C*vは、上流圧力 95 psia([1])、上流温度 75 °F([2])、差圧 1.0～2.0 psid([3])における流量測定値に基づき、所定の式を用いて算出する。これは、亜音速流れの末端の圧力比p_2/p_1=0.98～0.99 におけるほぼ１点に相当する。したがって、a>0.98 の場合にのみ、本規格からは次の式により換算することができる。

$$C_V = 1.06\left\{\frac{2a-1.96}{2a-b-1}\right\}^m C$$

特に、*m*=0.5、*a*=1 の場合、

$$C_V = \frac{0.211}{\sqrt{1-b}}C$$

注([1])　1 psia=1 lb/in^2(absolute)=6.895×10^3 Pa

注([2])　75 °F=297 K

注([3])　1 psid=1 lb/in^2(differential)

Annex F
(informative)

基準継手の仕様と適用

F.1　基準継手－１型

ISO 6358:1989 は、ねじの呼びが M5 の圧力測定管の内径を 2 mm に規定していた。ところが、この圧力測定管の音速コンダクタンスに比べて、多くの供試機器の音速コンダクタンスは同等以上に大きいので、上流の圧力測定管においてチョーク流れが発生する。この場合、供試機器の上流圧力を設定できないので、規定された試験手順は実施することができない。そこで、**5.6.1** の **Figure 4** 及び **Table 5** に示すように、使用する最小の圧力測定管は、ねじの呼びが G1/8 のものとし、かつ基準継手－1 型を用いて供試機器と接続して試験を実施することにした。ねじの呼びが M5 の基準継手－1 型の最小内径は、市販されている管継手の最大級の寸法である 2.5 mm を採用したものである。接続ねじの呼びが M7、M3 の供試機器に適用する基準継手－1 型についても、同様に最小内径を決定すべきである。

F.2　基準継手－2 型

プッシュイン継手を使用して接続するタイプの供試機器においても、**F.1** と同様の理由により、**5.6.2** の **Figure 5** 及び **Table 5** に示すように、基準継手－2 型を使用してねじの呼びが G1/8 以上の圧力測定管と接続することとした。基準継手－2 型の最小内径は、**ISO/DIS 14743** に準拠した。

基準継手－1 型及び基準継手－2 型の最小内断面積と適用される圧力測定管の内断面積との比が、**Table F.1** に示すように、2 倍以上となるように寸法を決定した。

Table F.1-Inner area ratio of Standard fitting with pressure measuring tube

Standard fittings		Ratio
Type-1	M5×1/8	5.8
Type-2	3×1/8	11.1
	4×1/8	5.8
	6×1/8	2.3
	8×1/4	2.3
	10×3/8	3.0
	12×1/2	3.2

F.3　基準継手－3 型

おねじを持つ管継手などの供試機器においても、**F.1** と同様の理由により、**5.6.3** の **Figure 6** 及び **Table 6** に示すように、基準継手－3 型を使用してねじの呼びが G1/8 以上の圧力測定管と接続することとした。

基準継手－3 型は、供試機器の接続ねじより 1 サイズ大きい圧力測定管を接続できるようにしたものであり、内断面積の比が 1.5 倍以上である。

F.4　基準継手が流量特性に及ぼす影響

接続ねじの呼びが M5 の 3 種類の電磁弁について、基準継手－1 型と **Figure F.1** に示すクランプ継手を組み合わせて接続した場合の流量特性の試験結果を **Figure F.2** に示す。クランプ継手は、M5 ねじより大きい 4.8 mm の最小内径であり、抵抗要素にならない。電磁弁の入口と出口に基準継手－1 型を接続した場合は、入口と出口にクランプ継手を接続した場合に比べて、音速コンダクタンスは最大で 40%小さくなり、臨界圧力比は最大で 0.2 大きい結果が得られた。基準継手は供試機器の流量特性に影響を及ぼすことが明らかである。

しかし、**Figure F.1** に示すクランプ継手が適用可能な供試機器の種類は限定される。また、供試機器は管継手を使用してシステムに適用されるので、クランプ継手を用いて測定された流量特性は必ずしも有用とはいえない。そこで、実用性を重んじるために、基準継手－1 型は市販されている管継手の最大級の内径に、基準継手－2 型は **ISO/DIS 14743** に準拠する内径に規定した。

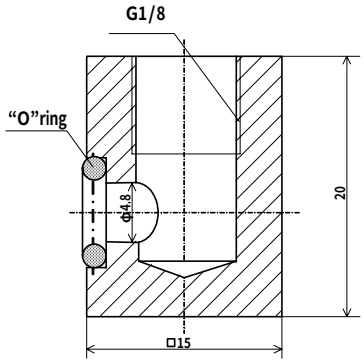


Figure F.1　Clamp fitting

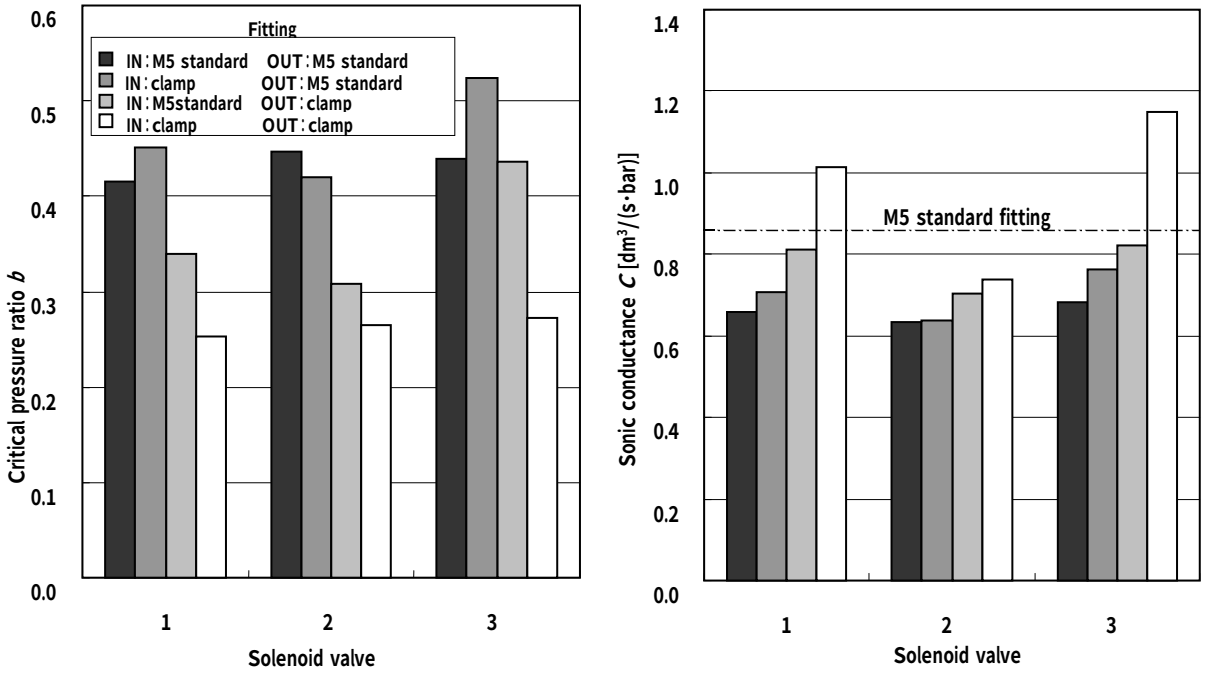


Figure F.2 Test result of solenoid valve

Annex G
(informative)

インライン試験と大気排気試験の整合

G.1 ISO 6358:1989 の大気排気試験の欠点

ISO 6358:1989 の大気排気試験回路において、ブローノズルの圧力-流量特性を規定よりも細かい間隔で測定した結果を**Figure G.1** に示す。**ISO 6358:1989** は、供試機器の上流圧力 p_1 を約 110kPa、150kPa、 300kPa、 500kPa、等々に順次設定するように規定しているが、その測定点は図中に●印で示した３点である。図から明らかなように、この３点からチョーク点を読み取ることは不可能である。一方、細かい間隔のプロット群に基づく直線の傾きから音速コンダクタンスCは決定できるが、チョーク点の入口圧力は測定者の判断によってかなりの差が生じる。そこで、**Figure G.1** の測定結果を**Figure G.2** のように「圧力比－流量比」特性に図示すると、臨界圧力比を読み取ることが可能となる。ここで、チョーク流量qv^*は各測定点の入口圧力p_1及び入口温度T_1を用いた計算流量であり、次式で求める。

$$qv^* = Cp_1\sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \qquad (A.1)$$

Figure G.2 より臨界圧力比は 0.48 と読み取ることができる。しかし、この方法は測定時間が非常に長く、実用的でない。

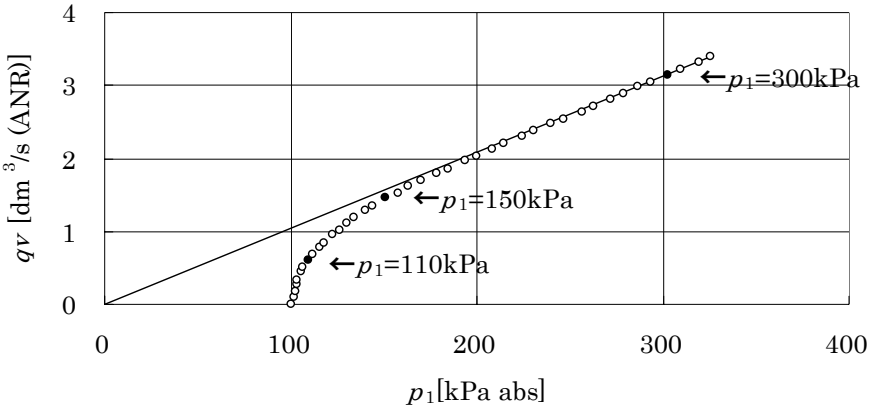


Figure G.1　Flow-rate vs. Pressure characteristics

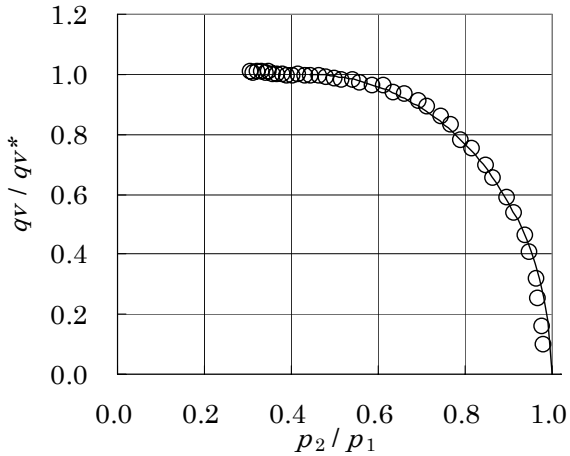


Figure G.2 Flow-rate ratio vs. Pressure ratio characteristics

G.2 本規格の大気排気試験

大流量側から試験を開始する本規格の大気排気試験は、**ISO 6358:1989** の大気排気試験を改良したものである。まず、最高上流圧力p_1*（例えば 0.6MPa）におけるチョーク流量を測定して、流量比$qv_0/qv^*=1$ の基点とし、音速コンダクタンスCを算出する。次に、圧力p_1を下げて、流量比$qv/qv^*=0.9$，0.8，0.6，0.4 の 4 点で試験を実施する。この 4 試験点は、流量比の 2 乗で全域を 5 等分した点に相当し、**ISO 6358:1989** における 0.8、0.6、0.4、0.2 の場合より、正確に臨界圧力比を決定できる。**Figure G.3** の「圧力-流量」特性では最大流量の約 30%以下の小流量域に試験点が集中するが、**Figure G.4** の「圧力比-流量比」特性で図示すると、インライン試験の試験点と整合する。**Figure G.3** 及び**Figure G.4** には臨界圧力比が$b=0.2$ 及び$b=0.5$ の場合について、流量比qv/qv^*に対する入口圧力p_1、圧力比p_2/p_1、無次元流量qv/qv_0を示している。なお、チョーク流量qv^*は式（A.1）により求める。

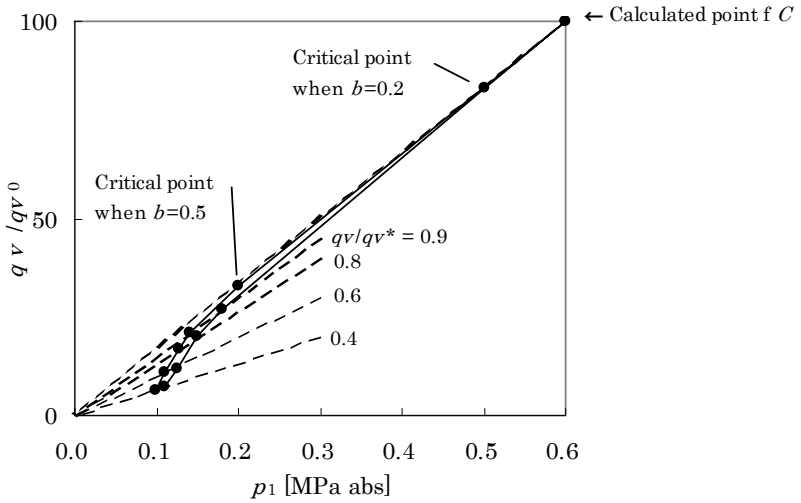


Figure G.3　Flow-rate vs. Pressure characteristics

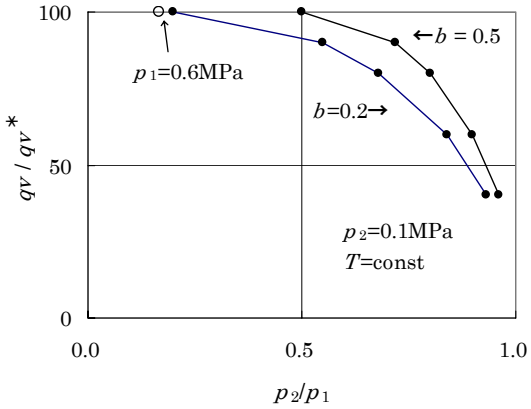


Figure G.4　Flow-rate ratio vs. Pressure ratio characteristics

本規格の大気排気試験による固定絞り（直径 4.0mm、長さ 4.0mm の円筒型絞り）の流量特性試験の結果を **Table G.1** に示す。亜音速指数 m=0.5、クラッキング圧力比 a=1 として音速コンダクタンス C 及び臨界圧力比 b を求めた。本規格の大気排気試験の結果とインライン試験の結果を比較すると、音速コンダクタンスは 0.76%、臨界圧力比は 0.021 の差異であり、２つの試験の整合性が明らかである。

Table G.1- Results from exhaust-to-atomosphere test

qv (dm³/min) 0°C, 1atm Reading	p_1 (kPa) gauge	p_2 (kPa) gauge	T_1 (°C)	qv/qv^* (-)	qv (dm³/min) 0°C, 1atm Correct	qm (kg/s)	qv (dm³/s) ANR	qv^* (dm³/s) ANR	p_1 (Pa) abs.	p_1 (kPa) abs.	p_2 (Pa) abs.	T (K) abs.	p_2/p_1 (-) abs.	C (dm³/s･bar)	Error of C Reference C=2.11 (%)	b (-)	Mean of b (-)	Error of b Reference b=0.598 (-)
667	500.0	0	24.4	1.000	695.9	0.01500	12.66	12.66	600000	600.0	100000	297.55	0.167	2.13	0.76		0.577	-0.021
125	30.7	0	24.8	0.900	136.4	0.00294	2.48	2.76	130700	130.7	100000	297.95	0.765			0.584		
105	21.3	0	24.8	0.811	114.0	0.00246	2.07	2.56	121300	121.3	100000	297.95	0.824			0.577		
72	8.8	0	24.8	0.603	76.0	0.00164	1.38	2.29	108800	108.8	100000	297.95	0.919			0.600		
50	4.2	0	24.8	0.413	49.9	0.00108	0.91	2.20	104200	104.2	100000	297.95	0.960			0.549		

Tested component: Cylindrical restriction (Diameter d =4.0mm, Length L=4.0mm)
Diameter of pressure-measuring tube: 9mm
Flowmeter: Mass flowmeter (Rated flow-rate =1000dm³/min (ANR))
Sonic conductance tested by test method for component with upstream and downstream measuring tube: 2.11dm³/(s・bar)
Critical pressure ratio tested by test method for component with upstream and downstream measuring tube: 0.598

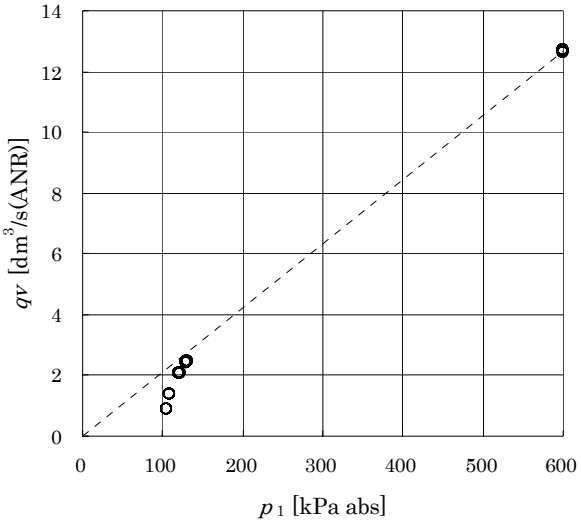
G.3 大気排気試験の手順

Table G.1 に示した例を用いて、本規格の大気排気試験の試験手順を示す。このデータ表は、左側から 4 列（qv、p_1、p_2、T_1）に測定値を入力すると、5 列目以降が自動的に計算されるようにプログラムしてある(Microsoft Excelを利用した)。

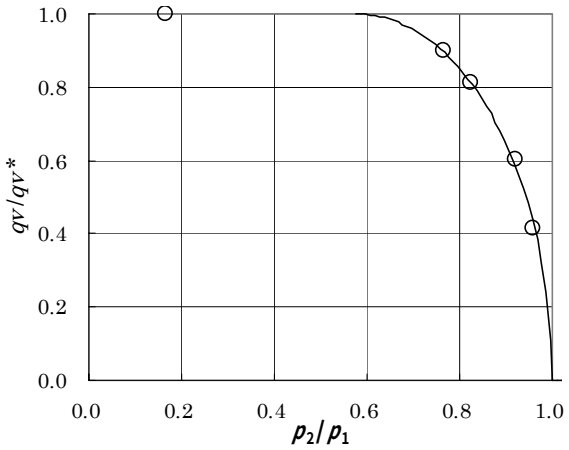
測定手順 1：上流圧力p_1をゲージ圧で 500kPaに設定して、上流温度Tとチョーク流量qv*を測定し、手元に置いたパソコンのデータ表の 1 行目に入力する。

測定手順 2:p_1を順次下げながらデータ表の 2 行目に読み取ったqv, p_1及びT_1を入力すると、5 列目にqv/qv*が計算される。qv/qv*＝0.9に達したところで値を残し、3行目以降のqv/qv*＝0.8、…0.4へと進める。4 点の測定が終了すると、音速コンダクタンス及び臨界圧力比が計算されて、表の右の部分に表示されるようにプログラムしてある。

Table G.1 の結果を **Figure G.5** に示す。図において、○印は測定値、実線は求めた臨界圧力比 b を用いて本規格の流量表示式によって計算した特性曲線である。



(a) Flow-rate vs. Pressure characteristics



(b) Flow-rate ratio vs. Pressure ratio characteristics

Figure G.5 Results from exhaust-to-atmosphere

Tested component: Cylindrical restriction (Diameter d =4.0mm, Length L=4.0mm)

Test result: C = 2.13dm³/(s・bar), b = 0.577

G.4 試験結果の整合性

Table G.2 にインライン試験と大気排気試験の測定結果の誤差を示す。音速コンダクタンス C の誤差は%表示であり、臨界圧力比 b の誤差は数値の差である。亜音速指数 m=0.5、クラッキング圧力比 a=1 として音速コンダクタンス C と臨界圧力比 b を求めた。電磁弁においても本規格の大気排気試験とインライン試験の結果に有意差は認められない。なお、インライン試験との整合性を保つために、大気排気試験は、電磁弁の出口ポートには圧力測定管と等価の整流管を接続した。

Table G.2-Error of test result of improved test method

Tested component	Exhaust-to-atmosphere test				In-line test	
	b [—]	Error of b [—]	C [dm³/(s.bar)]	Error of C [%]	b [—]	C [dm³/(s・bar)]
Ristriction(d=4mm)	0.577	-0.021	2.13	0.9	0.598	2.11
Valve A	0.113	0.007	1.76	-0.5	0.106	1.77
Valve B	0.215	-0.077	2.43	-1.5	0.292	2.47
Valve C	0.236	-0.046	2.47	-0.3	0.282	2.48
Valve D	0.451	-0.048	2.56	0.1	0.499	2.55
Valve E	0.267	-0.090	9.91	0.7	0.357	9.84
Valve F	0.070	0.010	13.12	0.6	0.060	13.05
Valve G	0.231	0.034	14.15	0.8	0.197	14.04

Annex H
(informative)

特性計算手順

最小二乗法による臨界圧力比 b と亜音速指数 m の計算手順を示す。

H.1 インライン試験の場合

Table H.1 に示すように、亜音速流れ域において測定された 4 組の圧力比x_iと流量比y_i及びクラッキング圧力比aを用いて、最小二乗法によって、式（H.1）における臨界圧力比b及び亜音速指数mを求める。

Table H.1-Pressure ratio and flow-rate ratio

Measured value	
p_2/p_1	q_m/q_m^*
x_1	y_1
x_2	y_2
x_3	y_3
x_4	y_4

$$\frac{qm}{qm^*} = \left\{1 - \left(\frac{\dfrac{p_2}{p_1} - b}{a - b}\right)^2\right\}^m \qquad \text{(H.1)}$$

圧力比の測定値x_iを式（H.1）に代入して求めた流量比qm/qm^*の計算値$\left[1 - \{(x_i - b)/(a - b)\}^2\right]^m$と流量比の測定値$y_i$との差$\delta_i$(式(H.2)参照)の二乗の総和$E$(式(H.3)参照)が最小になるように$b$と$m$を決定する。計算例を**H.3** に示す。

$$\delta_i = y_i - \left\{1 - \left(\frac{x_i - b}{a - b}\right)^2\right\}^m \qquad \text{(H.2)}$$

$$E = \sum_{i=1}^{4} \delta_i^2 = \left[y_1 - \left\{1 - \left(\frac{x_1 - b}{a - b}\right)^2\right\}^m\right]^2 + \left[y_2 - \left\{1 - \left(\frac{x_2 - b}{a - b}\right)^2\right\}^m\right]^2 + \left[y_3 - \left\{1 - \left(\frac{x_3 - b}{a - b}\right)^2\right\}^m\right]^2 + \left[y_4 - \left\{1 - \left(\frac{x_4 - b}{a - b}\right)^2\right\}^m\right]^2 \qquad \text{(H.3)}$$

H.2　大気排気試験の場合

Table H.2 に示すように、亜音速流れ域において測定された 4 組の圧力比x_iと流量比y_i及びクラッキング圧力比aを用いて、最小二乗法によって、式（H.1）における臨界圧力比b及び亜音速指数mを求める。

Table H.2-Pressure ratio and flow-ratio ratio

Measured value	
p_2/p_1	$\frac{q_m}{C\rho_0 p_1}\sqrt{\frac{T_1}{T_0}}$
x_1	y_1
x_2	y_2
x_3	y_3
x_4	y_4

$$\frac{qm}{C\rho_0 p_1}\sqrt{\frac{T_1}{T_0}} = \left\{1-\left(\frac{\frac{p_2}{p_1}-b}{a-b}\right)^2\right\}^m \qquad \text{(H.4)}$$

圧力比の測定値x_iを式（H.3）に代入して求めた流量比$qm/(C\rho_0 p_1)\sqrt{T_1/T_0}$の計算値$\left[1-\{(x_i-b)/(a-b)\}^2\right]^m$と流量比の測定値$y_i$との差$\delta_i$の二乗の総和$E$が最小になるように$b$と$m$を決定する。

H.3　Microsoft Excel に組み込まれた Solver による計算例

Microsoft Excel に組み込まれた Solver を使って、臨界圧力比 b と亜音速指数を最小二乗法によって計算する方法を示す。

H.3.1　ソルバーの機能

ソルバーは Microsoft Excel で使用できる機能であり、あるセルの値を変化させて、特定のセルの値を最小、最大または特定の値にする機能である。

H.3.2　臨界圧力比 b と亜音速指数 m の計算

H.3.2.1　最初に、aの測定値をセルA4 に入力する。流量比qm/qm^*が約 0.9、0.8、0.6、0.4 のときの圧力比p_2/p_1と流量比qm/qm^*の値をそれぞれのセルに入力する。目的セルH4 には臨界圧力比bと亜音速指数mを求めるための測定流量比と理論流量比との差の二乗の総和の式が入力されている。この式の値が最小になる時のb（セルB4)と亜音速指数m（セルC4)の値が解である。なお、セルB4、セルC4 の臨界圧力比bと亜音速指数mの初期値は 0.5 を

入力してある。

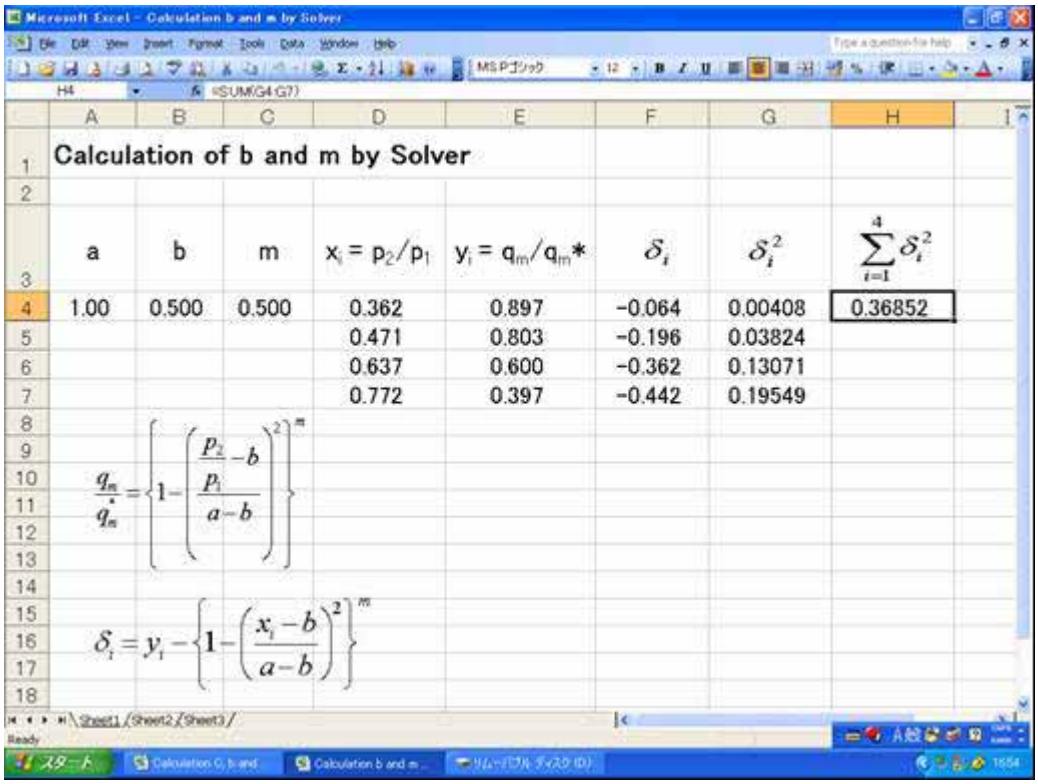


Figure H.1　Input of datum

H.3.2.2　ソルバーの起動

a)ツール(T)→ソルバー(V)

「ツール(T)」メニューに「ソルバー」コマンドが表示されない場合には、Excel の「ヘルプ(H)」の指示に従ってソルバーを組み込む。

b)「ソルバー：パラメータ設定」の画面において、目的セル(H4)、目標値(最小値)、変化させるセル(B4)、(C4)を入力して、実行(S)をクリックする。

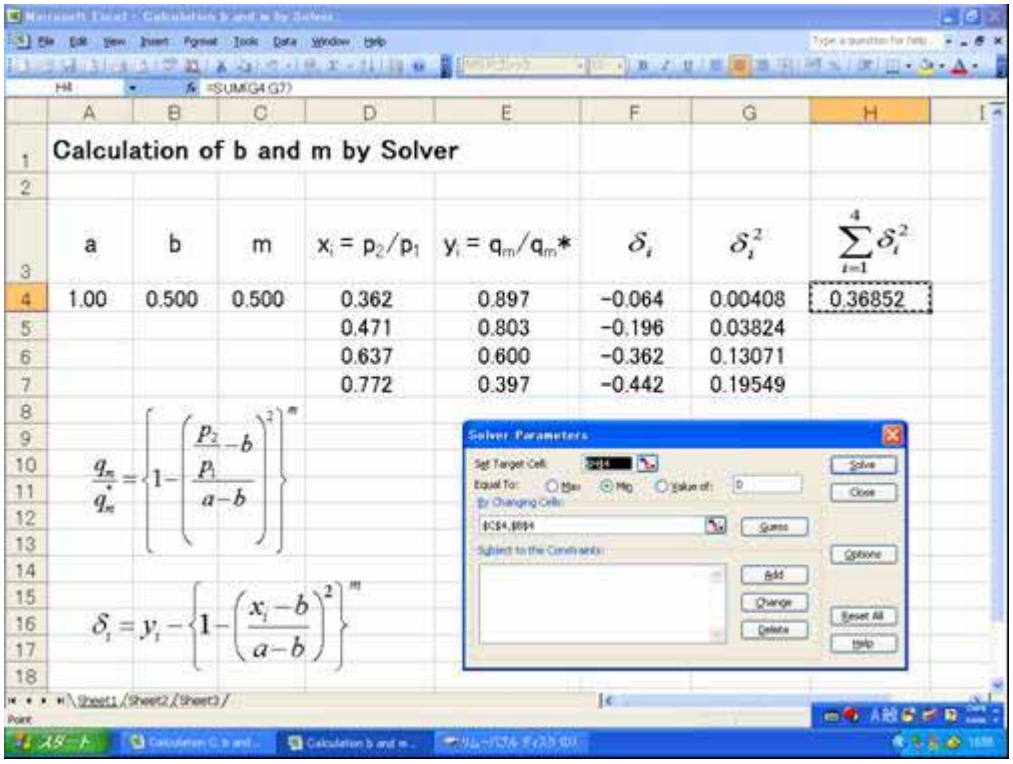

Calculation of b and m by Solver
a b m $x_i = p_2/p_1$ $y_i = q_m/q_m$* δ_i δ_i^2 $\sum_{i=1}^{4}\delta_i^2$
1.00 0.500 0.500 0.362 0.897 -0.064 0.00408 0.36852
0.471 0.803 -0.196 0.03824
0.637 0.600 -0.362 0.13071
0.772 0.397 -0.442 0.19549
$\frac{q_m}{q_m^*} = \left\{1 - \left(\frac{\frac{p_2}{p_1} - b}{a - b}\right)^2\right\}^m$
$\delta_i = y_i - \left\{1 - \left(\frac{x_i - b}{a - b}\right)^2\right\}^m$
Solver Parameters
Sheet1 / Sheet2 / Sheet3 /

Figure H.2 Start of Solver

H.3.2.3 セル(B4)、(C4) の値が変化して、臨界圧力比 *b* と亜音速指数 *m* の値が得られる。

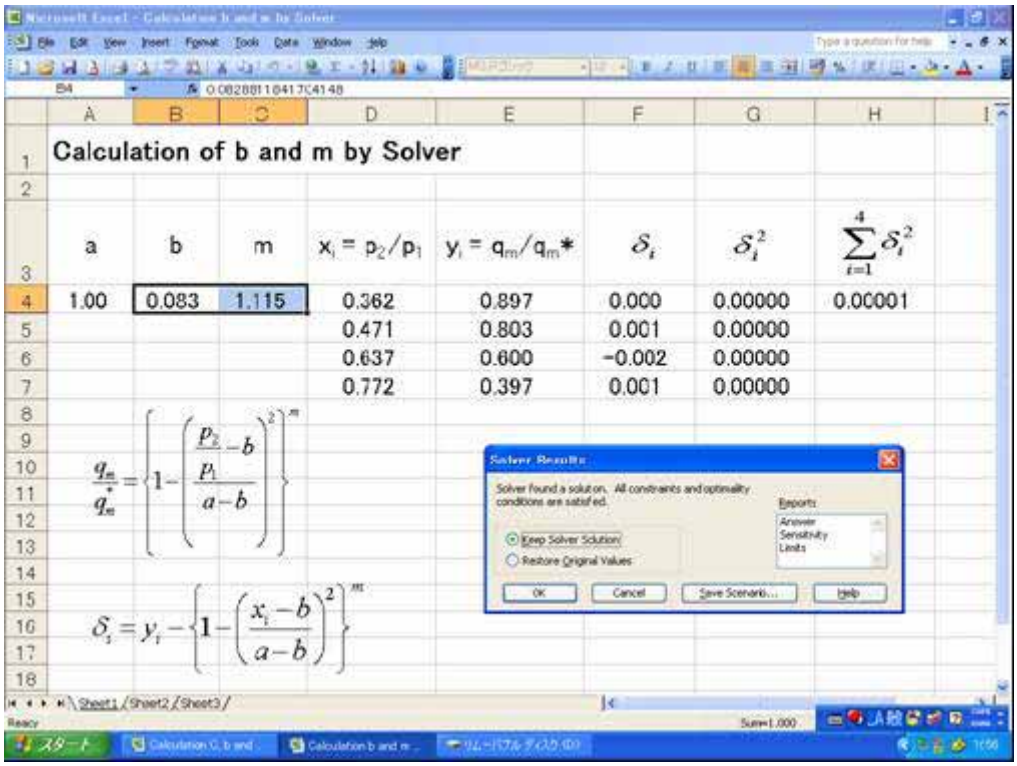

Calculation of b and m by Solver
a b m $x_i = p_2/p_1$ $y_i = q_m/q_m$* δ_i δ_i^2 $\sum_{i=1}^{4}\delta_i^2$
1.00 0.083 1.115 0.362 0.897 0.000 0.00000 0.00001
0.471 0.803 0.001 0.00000
0.637 0.600 -0.002 0.00000
0.772 0.397 0.001 0.00000
$\frac{q_m}{q_m^*} = \left\{1 - \left(\frac{\frac{p_2}{p_1} - b}{a - b}\right)^2\right\}^m$
$\delta_i = y_i - \left\{1 - \left(\frac{x_i - b}{a - b}\right)^2\right\}^m$
Solver Results
Solver found a solution. All constraints and optimality conditions are satisfied.
Keep Solver Solution
Restore Original Values
OK
Cancel
Save Scenario...
Help
Sheet1 / Sheet2 / Sheet3 /

Figure H.3 Calculation of *b* and *m*

7.2 ISO 6358 rev-2:空気圧-圧縮性流体用機器-流量特性の試験方法 第 2 部:代替試験方法-等温化放出法

目　次

序文
1. 適用範囲
2. 引用規格
3. 定義
4. 記号及び単位
5. 試験装置
6. 試験手順
7. 試験成績の表示
8. 規格適合表示

Annex A （規定）誤差及び測定精度の等級
Annex B （情報）等温化タンク
Annex C （規定）等温化性能の試験方法
Annex D （情報）特性計算式
Annex E （情報）特性計算手順

Ver.P2-7

ISO6358rev-2:200x

空気圧－圧縮性流体用機器－流量特性の試験方法

Part2：代替試験方法－等温化放出法

Pneumatic fluid power – Components using compressible fluids – Determination of flow-rate characteristics

Part2 : Alternative test methods－Isothermal discharge method

序文　この規格は、空気圧機器の流量特性の試験方法に関する **ISO 6358 rev – 1** の代替試験方法である等温化放出法を規定する。この方法は、供試機器を通して、あらかじめ一定の圧力の圧縮空気を充填した等温化タンクから、圧縮空気を大気に放出する試験方法である。このときの等温化タンク内の圧力応答を利用して、供試機器の音速コンダクタンス、臨界圧力比、亜音速指数及びクラッキング圧力比を求める。

等温化放出法は、大容量の空気圧源を必要としない、大口径の供試機器に適用できる、空気消費量が少ない、及び試験時間が短いなどの特徴を有する。

1. 適用範囲　この規格は、圧縮性流体（気体)、とくに圧縮空気を作動流体とする空気圧システムに使用される機器に適用する。

この規格は、等温化放出法の試験装置、試験手順及び試験成績の表示に関する要求事項を規定する。

測定の精度は、**Annex A** に示される二つの等級（A 及び B）に分類される。

等温化性能の試験方法は、**Annex C** に、等温化タンク、特性計算式、特性計算手順の補足情報は **Annex B**、**D**、**E** に示される。

2. 引用規格　次に掲げる規格は、この規格に引用されることによって、この規格の規定の一部を構成する。これらの引用規格のうちで、発行年を付記してあるものは、記載の年の版だけがこの規格の規定を構成するものであって、その後の改正版・追補には適用しない。発効年を付記していない引用規格は、その最新版（追補を含む）を適用する。

ISO 5598:1985, Fluid power systems and components - Vocabulary

ISO 1219-1:1991, Fluid power systems and components - Graphic symbols and circuit diagrams - Part 1: Graphic symbols

ISO 8778:2003, Pneumatic fluid power - Standard reference atmosphere

ISO 228-1:1982, Pipe threads where pressure - tight joints are not made on the threads - Part 1: Designation, dimensions and tolerances

ISO 16030:2001, Pneumatic fluid power - Connections - Ports and stud ends

ISO 6358 rev-1:200x, Pneumatic fluid power - Components using compressible fluids - Determination of flow-rate characteristics - Part 1：General rules

ISO 6358 rev-3:200x, Pneumatic fluid power - Components using compressible fluids - Determination of flow-rate characteristics - Part 3：Alternative test methods - Vacuum charge

method

ISO 6358 rev-4:200x, Pneumatic fluid power - Components using compressible fluids - Determination of flow-rate characteristics - Part 4：Alternative test methods - Simple discharge method

3. 定義　この規格で用いられる主な用語の定義は、**ISO 5598** 及び **ISO 6358 rev-1** による他、次による。

3.1 等温化タンク　タンク内に充填された熱容量の大きい部材と熱交換することで、内部の空気の温度を一定に保つことが出来るタンク。

4. 記号及び単位

4.1　この規定で使用する量記号及び単位を **Table 1** に示す。

Table 1- Symbols and units

Reference	Description	Symbol	Dimension [1)]	SI units [2)]	Practical units
6.3.3	Critical pressure ratio	b	pure number		-
6.3.1	Sonic conductance	C	L^4TM^{-1}	$s \cdot m^4/kg$	$dm^3/(s \cdot bar)$
6.3.3	Subsonic index	m	pure number		-
6.3.2	Cracking pressure ratio	a	pure number		-
—	Absolute static pressure (equal to the relative static pressure plus the atmospheric pressure)	p	$ML^{-1}T^{-2}$	Pa [3)]	bar[3)],kPa
—	Gas constant (for a perfect gas)	R	$L^2T^2\Theta^{-1}$	$J/(kg \cdot K)$	$J/(kg \cdot K)$
—	Time	t	T	s	s
5.3.3	Volume of the isothermal tank	V	L^3	m^3	dm^3
—	Absolute temperature	T	Θ	K	K
—	Mass density	ρ	ML^{-3}	kg/m^3	g/dm^3

Notation [1)] M = mass ; L = length ; T = time ; Θ = temperature
[2)] The use of practical units for the presentation of results is described in Annex B.
[3)] 1 bar=100 kPa; 1 Pa＝1 N/m^2

4.2　数式で使用する **Table 1** に記入された量記号の下付き添字として用いた数字の意味を **Table 2** に示す。

Table 2-Subscripts

Subscript	Meaning
0	Standard reference conditions, i. e. T_0＝293.15 K p_0＝100 kPa＝1×10^5 Pa 65% relative humidity
a	Atmospheric state
b	Critical state between choked flow and subsonic
f	flow
s	Steady state after discharge
	Initial state before discharge

4.3 **Figure 1** で使用した図記号は、**ISO 1219** による。

5. 試験装置

5.1 **試験回路** **Figure 1** に示すような適切な試験回路を用いなければならない。

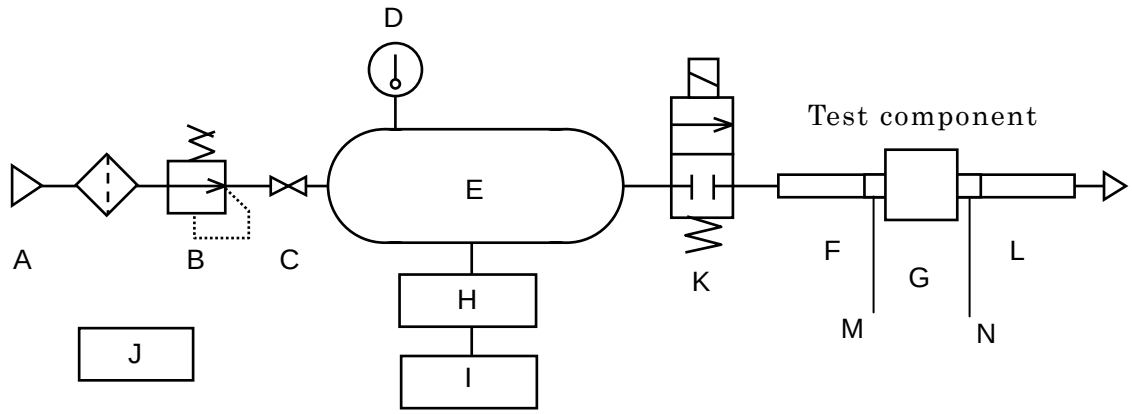


Figure 1 Test circuit

備考 **Figure 1** は基本回路を示すが，機器の故障の際の損傷に対する保護に必要な安全装置をすべて組み込んでいるわけではない。試験の実施に際して責任をもてる回路にするには，人体及び装置の両方の保護のための考慮を払うことが重要である。

5.2 一般要求事項

5.2.1 供試機器は、製造業者の取扱説明書に従って、試験回路に設置し、操作しなければならない。

5.2.2 供試機器の製造業者が推奨する、ろ過度を満たすフィルタを設置しなければならない。

5.2.3 **Table 3** に示す要素で試験装置を構成しなければならない。

備考 A～Jの要素は必要不可欠であり、K～Nの要素は必要に応じて試験者が選定する。

Table 3 - Key to test circuit components

Reference letter	Relevant sub-clause	Description	Comments
A	**5.2.2**	Air source and filter	
B	**6.2.1**	Pressure regulator	
C	**6.2.1-2**	Shut-off valve	Preferably with straight flow path
D	**6.2.2**	Temperature transducer	
E	**5.3**	Isothermal tank	
F	**5.4**	Upstream rectifier tube	
G	**5.2.1**	Equipment under test	
H	**6.2.3**	Pressure transducer	
I	**6.2.3**	Digital recorder	The obtained data can be differentiated.
J	**6.2.1**	Barometer	To have a flow-rate capacity greater than the equipment under test
K	**5.5.5**	Solenoid valve	
L	**5.4**	Downstream rectifier tube	
M	**5.5.1-2**	Upstream standard fitting	
N	**5.5.1-2**	Downstream standard fitting	

5.2.4 液だまりが予測される場所には、ドレン排水弁を設けることが望ましい。

5.3 等温化タンク(要素 E)

5.3.1 構造 等温化タンクは、**Figure 2** に示すような内部の空気を等温化するのに適切なものでなければならない。この規格では、**Table 4** に示す要素で構成された等温化タンクを用いる。また、放出ポートの寸法は、**Table 5** によらなければならない。

備考 1 空気タンクは、適用される国又は地域の圧力容器に関わる法規及び規格に適合するものでなければならない。

備考 2 放出ポートの音速コンダクタンスは、供試機器の推定音速コンダクタンスの 10 倍以上でなければならない。

備考 3 放出ポート以外の接続口の寸法と配置は、試験者が決定する。

5.3.2 充填部材 等温化部材は、相当直径(4)が 30 μm～50 μmの銅線を用い、空気タンク内に、0.3 kg/dm^{3}の密度で、均一に充填しなければならない。この銅線は、相当直径が約 50 μm、メッシュが約 150～200 目／インチの金網によって包み込み、放出ポートなどからの流出を防止しなければならない。また、適切な骨組みにより支持して、偏りを防止することが望ましい。

注(4) 相当直径は、非円形断面を面積が同等な円形断面としたときの直径を指す。

5.3.3 容積の決定 等温化タンクの容積は、次の式を満足するように決定しなければならない。

$$0.01 \times p_s \times C \leq V$$

ここに、p_s：放出開始時のタンク内の圧力［kPa］

C：供試機器の推定音速コンダクタンス[dm^3/(s・bar)]

V：等温化タンク容積［dm^3］

備考 1　等温化タンクの容積は、空気タンクの空容積から充填部材の占める体積を差し引いた正味の値である。

備考 2　等温化タンクの容積の下限値は、**5.3.2** に示す仕様において、空気を放出中のタンク内の圧力降下速度が 100kPa/s 以下とし、試験中の温度降下を 3 K 以内に抑えるためである。

備考 3　等温化タンクの容積の上限値は、空気消費量の節減と試験時間の短縮をはかるためである。

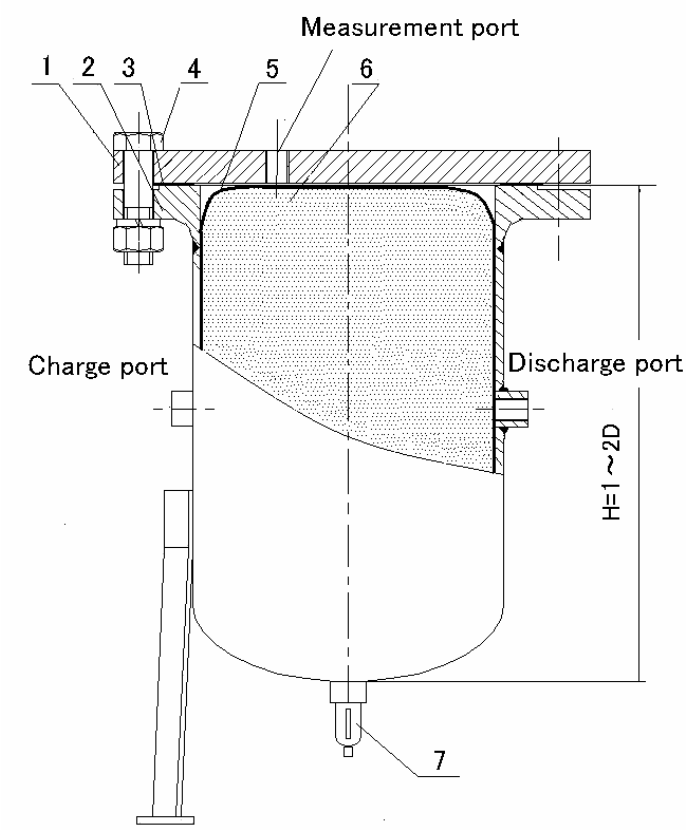


Figure 2　Structure of the isothermal tank

Table 4 - Key to isothermal tank components

Reference number	Description	Comments
1	Lid	
2	Tank body	
3	Gasket	
4	Screw bolt unit	Equally arranged by 6-8 pieces
5	Metal net	
6	Staffed material	Refer to **5.3.2**
7	Drain exhaust valve	Refer to **5.3.2**

Table 5 - Thread size of charge, discharge and drain exhaust ports

Tank volume [dm^3]	Thread size of ports
<18	G 1/4
18～44	G 1/2
44～109	G1
109～223	G1 1/2
223～345	G2
345～549	G2 1/2
>549	G3

5.4 整流管（要素 F 及び L） 供試機器の接続口には、**Figure 3** に示す整流管を接続しなければならない。整流管の代表寸法を **Table 6** に示す。管は内面が滑らかなまっすぐな円管で、全長にわたり直径が一定でなければならない。

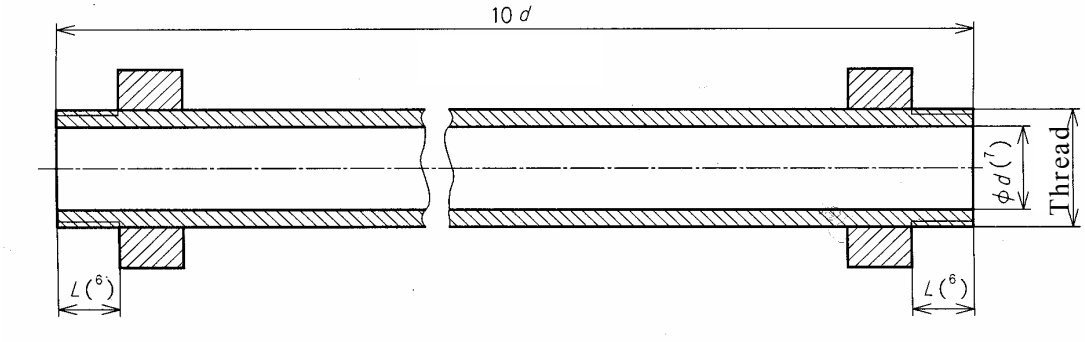


Figure 3 Rectifier tube

(5) Thread to suit test component
(6) Thread length to suit test component
(7) Actual internal diameter of tube

Table 6 - Typical dimensions of rectifier tubes

Dimensions in millimeters

Thread [8]	*d*	*L* [9] max.
G 1/8	6	7.4
G 1/4	9	11.0
G 3/8	13	11.4
G 1/2	16	15.0
G 3/4	22	16.3
G1	28	19.1
G1 1/4	36	21.4
G1 1/2	43	21.4
G2	53	25.7
G2 1/2	68	30.1
G3	81	33.3
Notation [8] G threads in accordance with **ISO 288-1**. [9] G thread lengths in accordance with **ISO 1179**.		

5.5 特別要求事項

5.5.1 接続口が G1/8 より小さい供試機器、接続口がプッシュイン継手をもつ供試機器、内

部流路の断面積が圧力測定管の断面積と同等以上に大きく、上流の圧力測定管において流れが音速に達するとみなされる供試機器は、**ISO 6358 rev-1** の **5.6** に規定する基準継手を使用して、整流管と接続しなければならない。

5.5.2 接続口が上記以外の構造または寸法をもつ供試機器の場合は、**ISO 6358 rev-1** の **5.6** に準じた基準継手を使用して整流管と接続しなければならない。

5.5.3 供試機器の接続口の構造または寸法が、入口と出口で異なる場合、各接続口に適合する整流管または基準継手を使用しなければならない。

5.5.4 大気中に直接排気する機器の出口側には整流管を取り付けない。

5.5.5 切換手段を持たない供試機器 G は、整流管 F の上流に電磁弁 K を設置して空気の切換えを行う。この電磁弁 K の音速コンダクタンスは供試機器の推定音速コンダクタンスの 5 倍以上とする。

5.5.6 デジタル記録計 I は、次式を満足するように圧力のサンプリング時間を設定しなければならない。

$$\frac{0.05\times V}{p_s\times C}\le \Delta t\le \frac{0.1\times V}{p_s\times C}$$

ここに、Δt：圧力のサンプリング時間 [ms]

p_s：放出開始時のタンク内の圧力［kPa］

C：供試機器の推定音速コンダクタンス[$dm^3/(s\cdot bar)$]

V：等温化タンク容積［dm^3］

6. 試験手順

6.1 試験条件

6.1.1 供給気体 使用した気体の種類を試験報告書に表示しなければならない。

6.1.2 検査 圧力取出し口が液体や固体の微粒子によってふさがれていないことを定期的に点検する。

6.1.3 測定

6.1.3.1 等温化タンク内の温度及び圧力が定常状態に達した後に測定を開始しなければならない。

6.1.3.2 測定中に機器部品の不用意な動作が起こらないようにするため、機器の各流路の状態を一定に保持する。

6.2 計測手順

6.2.1 圧力制御弁Bを 700kPa(7bar)に設定し、遮断弁Cを開いて等温化タンクEに空気を充填し、タンク内の温度及び圧力が一定になるまで放置する。気圧計Jで大気圧p_aを測定する。

備考 繰返し計測を行う場合は、等温化タンク内の温度シフトに注意しなければならない。温度シフトが発生した場合は、大気温度に回復するまで放置しなければならない。

6.2.2 遮断弁Cを閉じ、タンク内の初期充填圧力p_sと温度T_sを測定する。

6.2.3 供試機器 G または電磁弁 K を開操作し、等温化タンクから大気へ空気を放出する。**Figure 4** に示すように放出中の等温化タンク内の圧力の時間的変化を圧力変換器 H により検出し、デジタル記録計 I に記録する。

6.2.4 等温化タンク内の圧力が一定になるまで放置した後、残存圧力p_fおよびタンク内温度を測定する。

備考 等温化タンクの初期充填圧力を 700kPaに設定すると、臨界圧力比bが約 0.17 以上の供試機器において、600kPaに降下するまでチョーク流れの状態が得られる。初期充填圧力p_sは、供試機器の推定される臨界圧力比bにもとづいて、次の式により設定することが望ましい。

$$p_s \geq \frac{100}{b} + 100 \quad [\mathrm{kPa}]$$

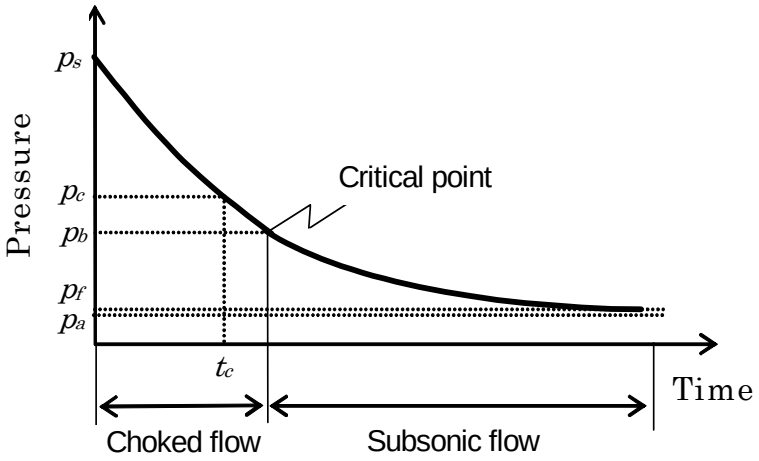


Figure 4 Pressure response in the isothermal tank during discharge

6.3 特性計算

6.3.1 音速コンダクタンス *C*

Figure 4 に示すチョーク流れの圧力範囲について、次の式を用いて音速コンダクタンス C を計算する。

$$C = 10^5 \times \frac{V}{R\rho_0 t_c \sqrt{T_0 T_s}} \ln \frac{p_s}{p_c}$$

ここに, R：気体定数　287 J/(kg・K)

ρ_0：標準参考空気の密度　1.185 g/dm^3

T_0：標準参考空気の温度　293.15 K

T_s：放出開始時のタンク内の絶対温度［K］

p_s：放出開始時のタンク内の圧力［kPa］

p_c：放出開始から 100kPa降下した圧力［kPa］、即ち、$p_c = p_s - 100$

V：等温化タンク容積［dm^3］

t_c：圧力が初期圧p_sからp_c まで降下した時間[s]

6.3.2 クラッキング圧力比 *a*

Figure 4 に示すように、放出終了後に定常値に到達した等温化タンク内の圧力p_fと大気圧p_aから、次の式を用いてクラッキング圧力比aを計算する。

$$a = 1 - \frac{p_f - p_a}{p_s}$$

6.3.3 臨界圧力比 *b* 及び亜音速指数 *m*

6.3.3.1 圧力微分値 *dp/dt* の計算

以下の式によって、圧力応答波形を 21 点の移動平均で平滑化する。

$$p'_j = \frac{\sum_{k=j-10}^{j+10} p_k}{21}$$

ここに、p_k （k = 1,2,…,n）は計測した圧力データである。次に、以下の式を用いて、平滑化した圧力データに対して 5 点の平均微分によってdp/dtを求める。

$$\frac{\mathrm{d}p_j}{\mathrm{d}t} = \frac{p'_{j+2} - p'_{j-2}}{5 \cdot \Delta t}$$

ここに、Δt は圧力データのサンプリング周期である。

6.3.3.2 計算用４点の抽出

亜音速流れにおいて、等温化タンク内の圧力に対応するチョーク流量に対する比率を次の式によって求める。

$$\xi = -\frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}t}\frac{V}{RC\rho_0 p\sqrt{T_0 T_s}} \times 100\%$$

ξが 90%、80%、60%、40%となる４点の圧力p_i（i = 1,2,3,4）とそれらの微分値dp_i/dtを読み取る。

6.3.3.3 臨界圧力比 *b* と亜音速指数 *m* の算出

上記の手順で読み取った４点の圧力p_iとそれらの微分値dp_i/dtを用い、亜音速流れ時の等温化タンク内の圧力変化を表す次式に基づき、最小二乗法によって臨界圧力比bと亜音速指数mを求める。

$$\frac{\mathrm{d}p_i}{\mathrm{d}t} = -\frac{RC\rho_0 p\sqrt{T_0 T_s}}{V}\left\{1 - \left(\frac{\frac{p_a}{p} - b}{a - b}\right)^2\right\}^m$$

読み取った圧力p_iを上の式に代入し、圧力微分dp_i/dtの計算値

$$-\frac{RC\rho_0 p\sqrt{T_0 T_s}}{V}\left\{1 - \left(\frac{\frac{p_a}{p} - b}{a - b}\right)^2\right\}^m$$

と測定された圧力微分dp_i/dtの差δ_iの二乗の総和Eが最小になるようにbとmを定める。具

体的な計算手順は**Annex E**に示す。

$$\delta_i = \frac{\mathrm{d}p_i}{\mathrm{d}t} + \frac{RC\rho_0 p_i \sqrt{T_0 T_s}}{V} \left\{ 1 - \left(\frac{\dfrac{p_a}{p_i} - b}{a - b} \right)^2 \right\}^m$$

$$E = \sum_{i=1}^{4} \delta_i^2$$

7. 試験成績の表示

7.1 試験者（代理機関）は、すべての測定結果及び計算結果を、表または図に示さなければならない。

7.2 **6.3** に従って計算された音速コンダクタンス *C*、臨界圧力比 *b*、亜音速指数 *m*、およびクラッキング圧力比 *a* が表示されなければならない。

7.3 測定精度の等級、すなわち **Annex A** による等級 A 又は B が表示され、またその校正記録の有効性も確認されなければならない。

8. 規格適合表示 この規格に適合することを、試験報告書、カタログ及び販売資料に記述する場合は、次の文言を用いる。

“この流量特性の試験方法は、**ISO 6358 rev**（空気圧－圧縮性流体用機器－流量特性の試験方法）に適合する。”

Annex A
(normative)

誤差及び測定精度の等級

A.1　測定精度の等級　要求精度に基づき、試験は測定の二つの等級 A 又は B のどちらかで行わなければならない。この測定精度の等級は表示されなければならない。

備考 1　等級 A は、より正確に性能が定義される必要がある特別な場合を意図している。

備考 2　精度の高い装置及び方法を必要とする等級 A の試験では、試験費用が増加することに注意する。

A.2　誤差　すべての測定装置及び測定方法は、国際基準による校正によって **Table A.1** で与えられた限度を超えない系統誤差で計測することが証明されたものを使わなければならない。特に圧力の測定装置は、動的応答性についても系統誤差内で計測することができるものでなければならない。

備考　**Table A.1** で与えられた百分率の限界は、測定された物理量の値に適用し、試験の最大値又は機器の目盛の最大値には適用しない。

Table A.1 - Permissible systematic errors of measuring instruments as determined during calibration

Parameter of measuring instrument	Permissible systematic errors for classes of measurement accuracy	
	A	B
Volume, %	±1	±2
Time, %	±1	±2
Pressure, %	±1	±2
Temperature, K	±1	±2

A.3　誤差の総和　最終結果を幾つかの測定結果から計算するときには、結果に含まれる誤差の総和は、2 乗和平方根によって決定してもよい。

例　この簡略法において、

$$C = 10^5 \times \frac{V}{R\rho_0 t_c \sqrt{T_0 T_s}} \ln \frac{p_s}{p_c}$$

$$\frac{\delta C}{C} = \sqrt{\left(\frac{\delta V}{V}\right)^2 + \left(\frac{\delta t_c}{t_c}\right)^2 + 0.25\left(\frac{\delta T_s}{T_s}\right)^2 + \left\{\left(\frac{\delta p_s}{p_s}\right)^2 + \left(\frac{\delta p_c}{p_c}\right)^2\right\} \Big/ \left(\ln \frac{p_s}{p_c}\right)^2}$$

上記で使われた系統誤差 δV、δt_c、δT_s、δT_s、δp_s 及び δp_c は、計測器の実際の系統誤差で、**Table A.1** に示された最大値ではない。より正確な誤差の総和に関しては、法定度量衡国際機構によって出版された法定度量衡用語集－基礎用語を参照する。

A.4　予想変動　**A.3** に示された方法は、繰返し性及び実験室の状態の偏差に応じて、結果に対して±15%までの変動を許容してもよい。

Annex B
(informative)

等温化タンク

B.1 充填密度と等温化性能

5.3.2 に示した充填部材の充填密度は、以下の試験結果に基づく。**Figure B.1** は、内容積が 10、20、50、100 dm^3の空気タンクに、充填量を変えて、直径が 50μmの銅線を充填した場合の等温化性能を示す。この図は最大圧力降下速度が約 100 kPa/s（1 bar/s）になるように、初期充填圧力が 700 kPa（7 bar）から約 15ｓの時間で大気まで空気を放出したときのタンク内の温度降下を示す。これより、温度降下を３K以内に抑えるために、充填密度を 0.3 kg/dm^3と規定した。

この温度降下が流量に与える誤差は 0.5%であるので、等温変化とみなすことができる。

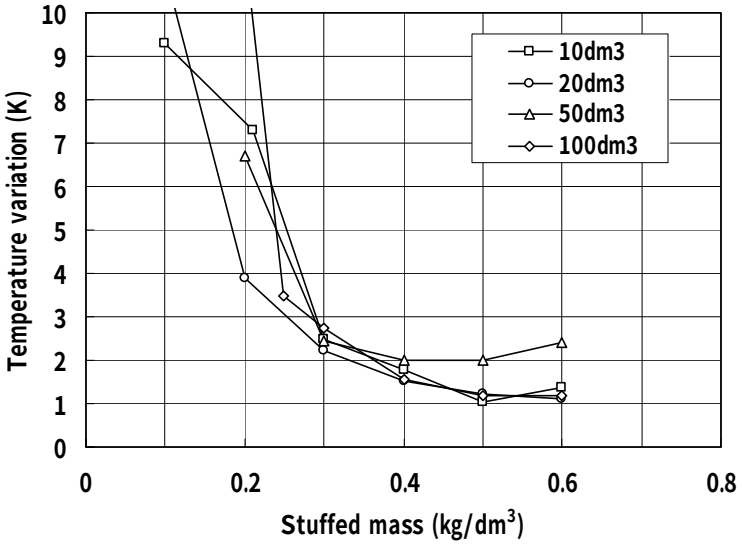


Figure B.1 Influence of the stuffed mass on isothermal performance

B.2 充填部材

5.3.2 に示した充填部材の材質は、以下の試験結果に基づく。**Figure B.2** は、内容積が 10dm^3の空気タンクに、4kgの量（充填密度 0.40kg/dm^3）の直径が 50μmの銅線とステンレス線を充填した場合の等温化性能を示す。試験条件は上記と同様である。温度降下は、銅線が 1.8K、ステンレス線が 1.1Kであった。

また、**Figure B.3** は、内容積が 10dm^3の空気タンクに、4kgの量（充填密度 0.40kg/dm^3）の直径が 30μmと 50μmの銅線を充填した場合の等温化性能を示す。試験条件は上記と同様である。温度降下は、直径が 30μmの銅線が 1.5K、直径が 50μmの銅線が 1.8Kであった。

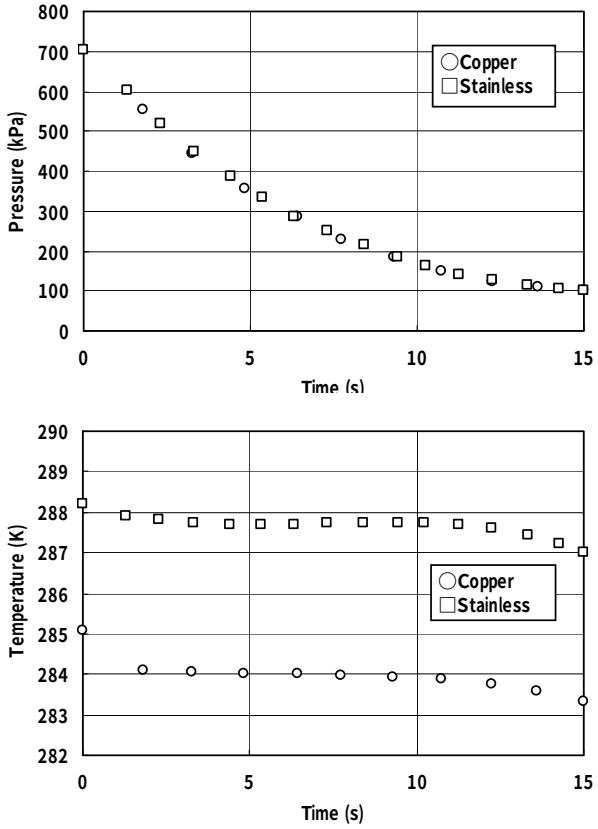


Figure B.2 Influence of the stuffed material on isothermal performance

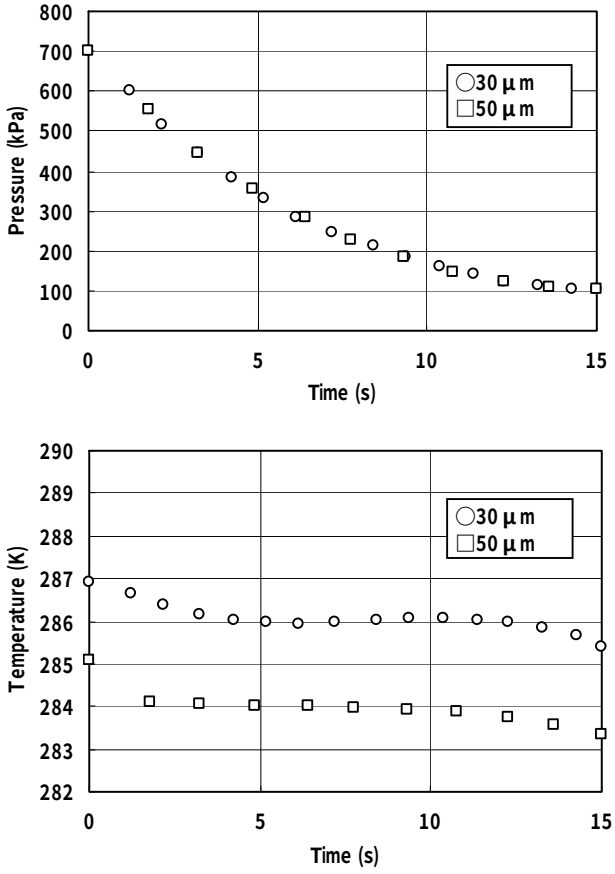


Figure B.3 Influence of the wire diameter on isothermal performance

B.3 等温化タンクの仕様例

5.3 に示した等温化タンクの仕様例を、**Table B.1** に示す。これは、相当直径が 30μm～50μmの銅線を 0.3kg/dm^{3}の密度で充填し、初期圧 700kPa(7bar)から放出する場合の例である。

備考 銅線を 0.3kg/dm^{3}の密度で充填する場合、等温化タンクの正味容積は空気タンク容積の約 0.97 倍である。

Table B.1- Specifications of isothermal tank

Sonic conductance of the tested equipment [dm^3/(s・bar)]	Tank volume [dm^3]	Size of the tank ports	Stuffed mass [kg]
<2	14	G 1/4	4.2
<5	35	G 1/2	10.5
<10	70	G1	21
<20	140	G 1 1/2	42
<50	350	G2	105
<100	700	G 2 1/2	210
<150	1050	G3	315

Annex C
(normative)

等温化性能の試験方法

C.1 試験回路

Figure 1 に示す試験回路を用いる。ただし、電磁弁の開閉時間を設定するタイマーを増設しなければならない。

備考 供試弁の音速コンダクタンスと等温化タンクの容積は **5.3.3** の関係式を満足するようにしておく。

C.2 試験手順

C.2.1 圧力制御弁 B でタンク内の初期圧力を 700kPa に設定し、タンク内の温度および圧力が一定状態になるまで放置する。

C.2.2 遮断弁Cを閉じ、タンク内の初期充填圧力p_sと温度T_sを測定する。

C.2.3 電気操作により電磁弁 K を 0.5 秒だけ開く。同時に **Figure C.1** に示すように放出過程と圧力整定過程における等温化タンク内の圧力の時間的変化を圧力変換器 H により検出し、デジタル記録計 I に記録する。

C.2.4 放出後圧力が一定になるまで放置し、整定圧力p_∞および電磁弁閉操作時点の圧力p_tを読み取る。

C.2.5 電磁弁を閉じた時点のタンク内の平均温度を、シャルル法則を利用し、次式から算出する。

$$T_v = T_s \times \frac{p_t}{p_\infty}$$

C.2.6 C.2.3 の電磁弁の開時間を 0.5 秒ずつ増加させ、全部の圧力が放出される時間になるまで **C.2.1～C.2.5** を繰り返す。

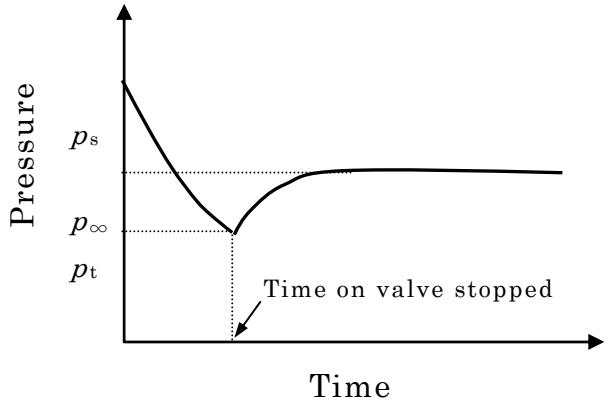


Figure C.1 Pressure response when stopping discharge

C.3 等温性確認

C2.5 で算出した各時刻のタンク内の平均温度をグラフにプロットする。**Figure B.2** と **B.3** は、等温化性能の試験例を示す。

Annex D
(informative)

特性計算式

D.1 等温化タンクは放出中の温度降下を最大で 3 K 以内に抑えるので、タンク内で空気が等温変化するとみなすことができる。この場合、放出中の空気の質量流量 qm は気体状態方程式により次式で表わすことができる。

$$qm = \frac{V}{RT_s} \cdot \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}t}$$

ここに、qm の単位は kg/s である。放出中の圧力と流量を **Figure D.1** に示す。

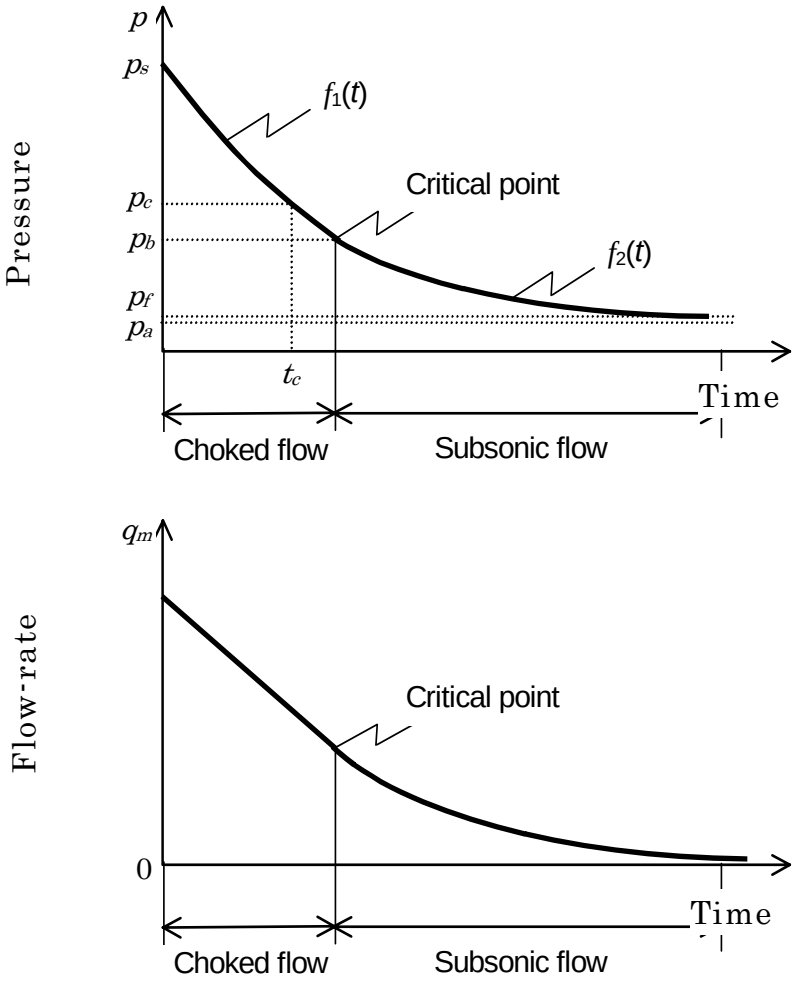


Figure D.1 Pressure response and flow rate when discharged

D.2 チョーク流れのとき、供試機器を流れる流量は次の式で表される。

$$qm = C\rho_0 p\sqrt{\frac{T_0}{T_s}}$$

上記の二つの式を解くと、チョーク流れにおけるタンク内の圧力応答は

$$p = f_1(t) = P_s e^{-\frac{t}{t_p}}$$

と表すことができる。ここに

$$t_p = \frac{V}{RC\rho_0\sqrt{T_0 T_s}}$$

6.3.1 で示した音速コンダクタンス C を求める特性計算式は、この式を書き改めたものである。

D.3 亜音速流れのとき、供試機器を流れる流量は次の式で表される。

$$qm = C\rho_0 p\sqrt{\frac{T_0}{T_s}}\left\{1-\left(\frac{\frac{p_a}{p}-b}{a-b}\right)^2\right\}^m$$

この場合、圧力応答を解析的に解くことは困難である。そこで、臨界圧力比 b と亜音速指数 m を求めるには、質量流量に比例する圧力微分 dp/dt を用い、**6.3.3** に示した特性計算手順を採用した。

Annex E
(informative)

特性計算手順

Microsoft Excel に組み込まれた Solver を使い、最小二乗法によって臨界圧力比 b と亜音速指数 m を計算する手順を示す。

E.1　解析ツールの機能　Solver は、いくつかの表計算作業に使用できる機能の一つであり、あるセルの値を変化させて、特定のセルの値を最小、最大または特定の値にすることができる。

E.2　臨界圧力比 *b* と亜音速指数 *m* の計算

E.2.1　最初に、測定されたaの値をセルA4 に入力する。ξが約 90%、80%、60%、40%等々になる時の容器内圧力p_iと圧力微分dp_i/dtの値をそれぞれのセルに入力する。なお、目的セルH4 には臨界圧力比bと亜音速指数mを求めるための実際の圧力微分と理論圧力微分との差の二乗の総和の式が入力されている。この式の値が最小になる時のb（セルB4）と亜音速指数m（セルC4）の値、が解である。なお、セルB4、セルC4 の臨界圧力比bと亜音速指数mの初期値は 0.5 とする。

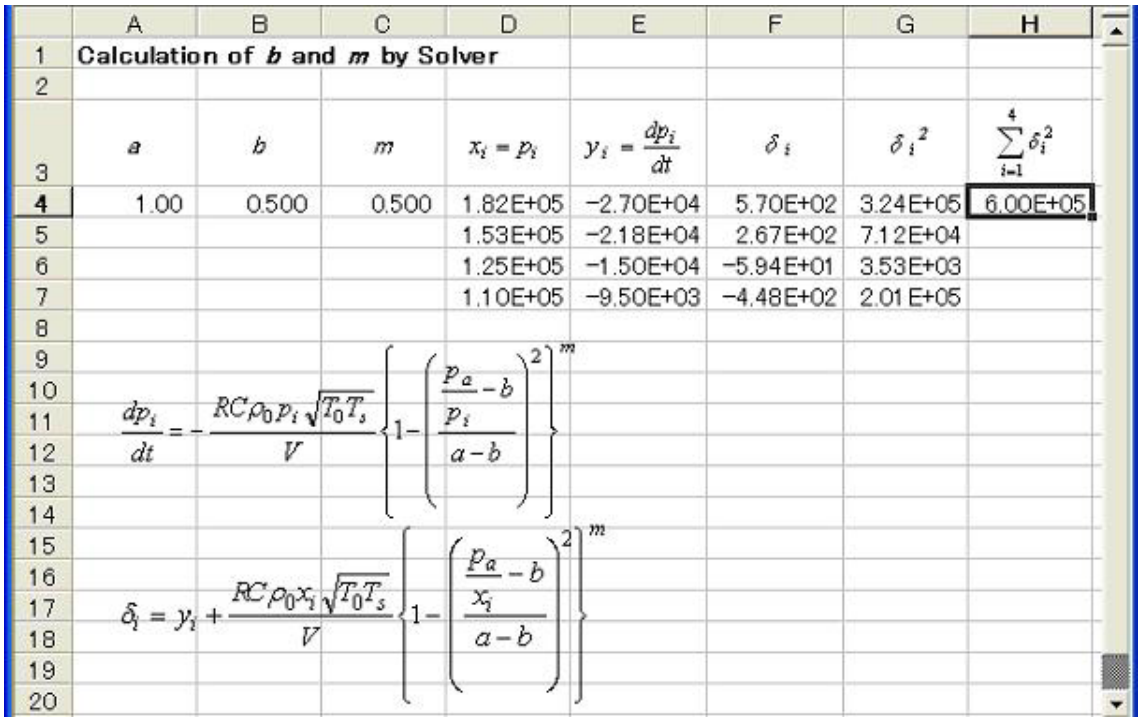


Figure E.1　Input of datum

E.2.2　起動方法

a)ツール(T)→ソルバー(V)

「ツール(T)」メニューに「ソルバー」コマンドが表示されない場合には、「ヘルプ(H)」の指示に従ってソルバーを組み込む。

b)「ソルバー：パラメータ設定」の画面において、目的セル(H4)、目標値(最小値)、変化させるセル(B4)、(C4)を入力して、実行(S)をクリックする。

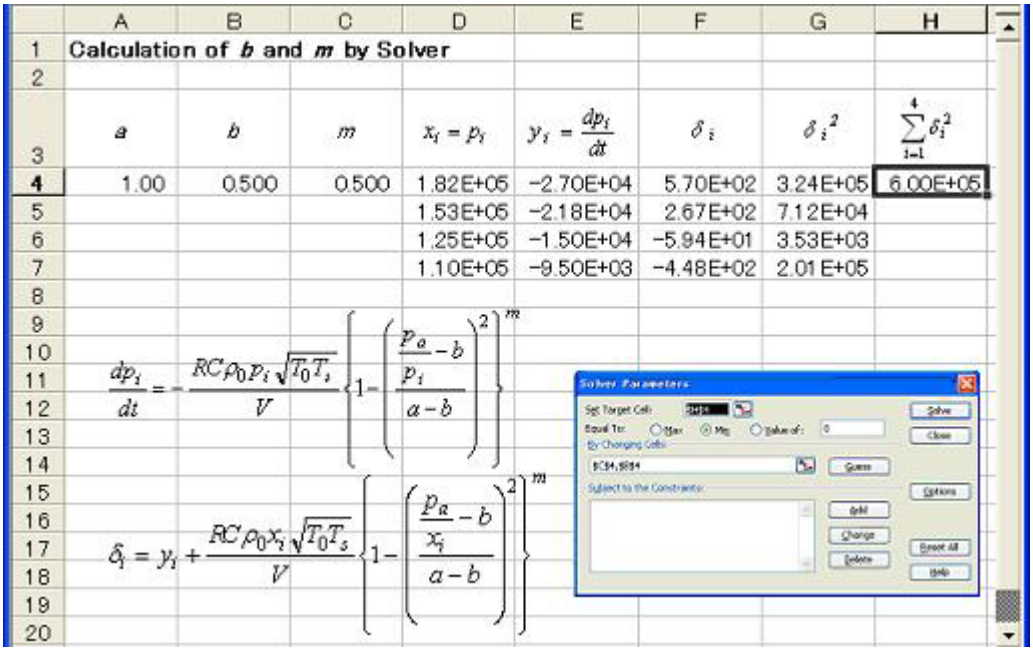


Figure E.2　Start of Solver

E.2.3　セル(B4)、（C4）の値が変化して、臨界圧力比 b と亜音速指数 m の値が得られる。

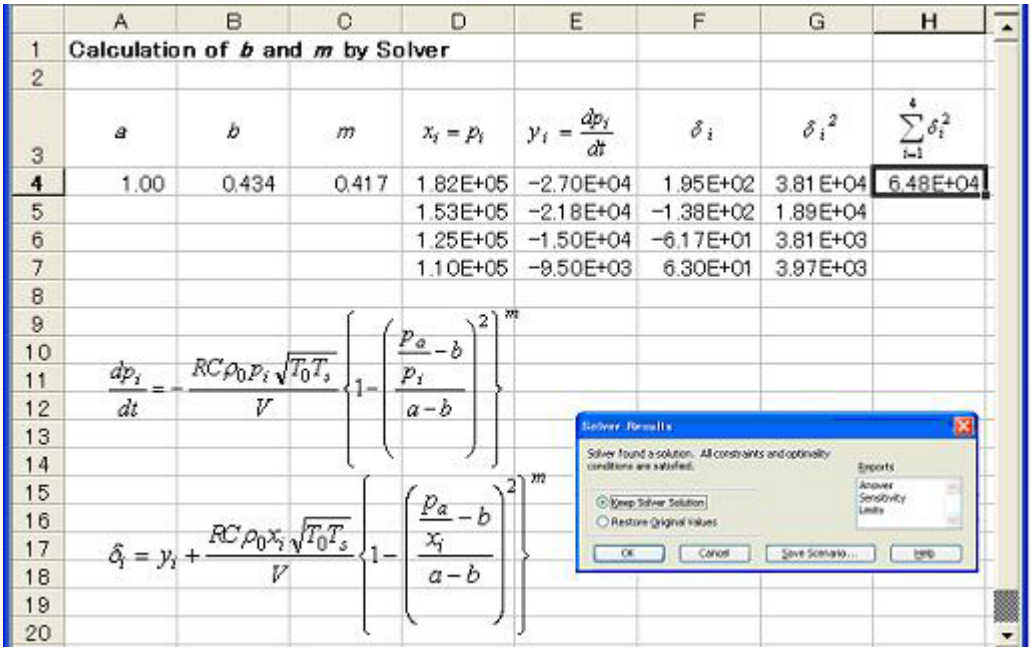


Figure E.3　Calculation of *b* and *m*

7.3 ISO 6358 rev-3:空気圧-圧縮性流体用機器-流量特性の試験方法 第 3 部:代替試験方法-真空充填法

目　次

序文
1. 適用範囲
2. 引用規格
3. 定義
4. 記号及び単位
5. 試験装置
6. 試験手順
7. 試験成績の表示
8. 規格適合表示

Annex A （規定）誤差及び測定精度の等級
Annex B （参考）流量計算式
Annex C （参考）特性計算手順(1)
Annex D （参考）特性計算手順(2)
Annex E （参考）低騒音
Annex F （参考）入口圧力が音速コンダクタンスに及ぼす影響

Ver.P3-5

ISO 6358 rev－3：200x

空気圧－圧縮性流体用機器－流量特性の試験方法

Part 3：代替試験方法－真空充填法

Pneumatic fluid power－Components using compressible fluids－Determination of flow-rate characteristics Part 3：Alternative test methods－Vacuum Charge Method

序文　この規格は、空気圧機器の流量特性の試験方法に関する **ISO 6358 rev – 1** の代替試験方法である真空充填法を規定する。この方法は、供試機器を通して、あらかじめ真空にしたタンクに、大気を充填する試験方法である。充填中のタンク内の圧力応答を利用して、供試機器の音速コンダクタンス、臨界圧力比及び亜音速指数を求める。

真空充填法は、大容量の動力源を必要としない、大口径の供試機器に適用できる、エネルギー消費量が少ない、及び騒音が小さいなどの特徴を有する。

1.　適用範囲　この規格は、圧縮性流体（気体）、とくに圧縮空気を作動流体とする空気圧システムに使用され、クラッキング圧力比 a が 1 とみなされる機器に適用する。たとえばチェック弁のように、クラッキング圧力に達するまで内部流路が閉じている機器には適用しない。

この規格は、試験装置、試験手順及び試験成績の表示に関する要求事項を規定する。

測定の精度は、**Annex A** に示される二つの等級（A 及び B）に分類される。

流量計算式・特性計算手順・試験装置・試験方法の補足情報は **Annex B**、**C**、**D**、**E**、**F** に示される。

2.　引用規格　次に掲げる規格は、この規格に引用されることによって、この規格の規定の一部を構成する。これらの引用規格のうちで、発行年を付記してあるものは、記載の年の版だけがこの規格の規定を構成するものであって、その後の改正版・追補には適用しない。発効年を付記していない引用規格は、その最新版（追補を含む）を適用する。

ISO 5598:1985, Fluid power systems and components－Vocabulary.

ISO 1219-1:1991, Fluid power systems and components－Graphic symbols and circuit diagrams－Part 1: Graphic symbols.

ISO 8778:2003, Pneumatic fluid power－Standard reference atmosphere.

ISO 228-1:1982, Pipe threads where pressure－tight joints are not made on the threads－Part 1: Designation, dimensions and tolerances.

ISO 16030:2001, Pneumatic fluid power －Connections－Ports and stud ends

ISO 6358 rev－1：200x, Pneumatic fluid power－Components using compressible fluids－

Determination of flow-rate characteristics - Part 1：General rules

ISO 6358 rev - 2：200x, Pneumatic fluid power - Components using compressible fluids - Determination of flow-rate characteristics - Part 2：Alternative test methods - Isothermal discharge method

ISO 6358 rev - 4：200x, Pneumatic fluid power - Components using compressible fluids - Determination of flow-rate characteristics - Part 4：Alternative test methods - Simple discharge method

3. 定義　この規格で用いられる主な用語の定義は、**ISO 5598** 及び **ISO 6358 rev-1** による。

4. 記号及び単位

4.1　この規格で使用する量記号及び単位を**Table 1**に示す。

Table 1 - Symbols and units

Reference	Description	Symbol	Dimension [1)]	SI units	Practical units
6.3.2	Critical pressure ratio	b	pure number	－	－
6.3.1	Sonic conductance	C	L^4TM^{-1}	s・m^4/kg	dm^3/ (s･bar), dm^3/ (s･kPa)
6.3.2	Subsonic index	m	pure number	－	－
－	Absolute pressure (equal to the gauge pressure plus the atmospheric pressure)	p	$ML^{-1}T^{-2}$	Pa [2)]	bar [2)],kPa
－	Volume flow-rate at standard conditions	q_v	L^3T^{-1}	m^3/s (ANR)	dm^3/ s (ANR)
－	Absolute temperature	T	Θ	K	K
－	Time	t	T	s	s
－	Volume of tank	V	L^3	m^3	dm^3

[1)] M=mass; L=length; T=time; Θ=temperature
[2)] 1 bar=100 kPa; 1Pa=1 N/m²

4.2　数式で使用する **Table 1** に記入された量記号の下付き添字として用いた数字の意味を **Table 2** に示す。

Table 2 - Subscripts

Subscript	Meaning
0	Standard conditions, i.e.: *T*o= 293.15 K P_0=100 kPa (1 bar) 65% relative humidity
1	Upstream conditions
2	Downstream conditions

5. 試験装置

5.1 試験回路　**Figure 1** に示すような適切な試験回路を用いなければならない。

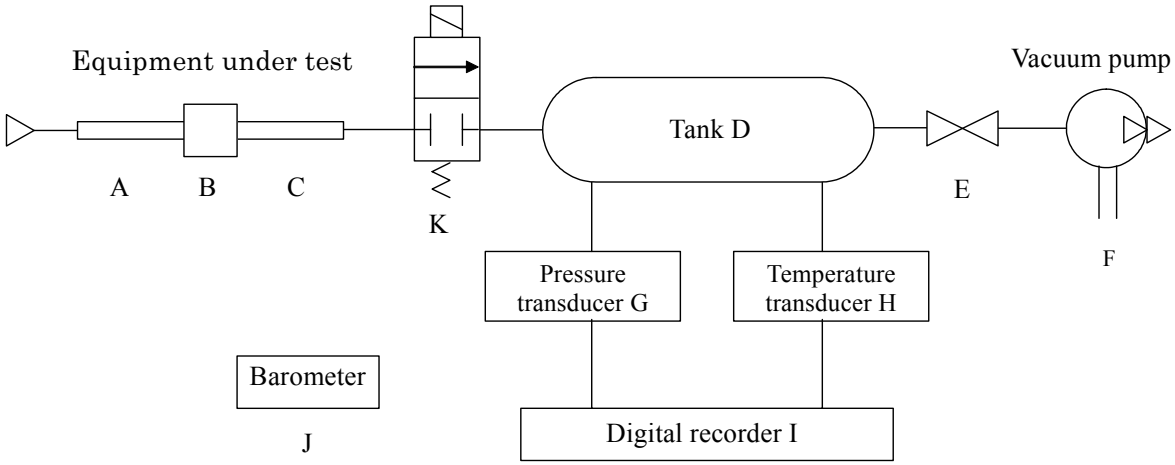


Figure 1　Test circuit for components

備考　**Figure 1** は基本回路を示すが，機器の故障の際の損傷に対する保護に必要な安全装置をすべて組み込んでいるわけではない。試験の実施に際して責任をもてる回路にするには，人体及び装置の両方の保護のための考慮を払うことが重要である。

5.2 一般要求事項

5.2.1　供試機器は、製造業者の取扱説明書に従って試験回路に設置し、操作しなければならない。

5.2.2　**Table 3** に示す要素で試験装置を構成しなければならない。

備考　A～J の要素は必要不可欠であり、K の要素は必要に応じて試験者が選定する。

5.2.3　大気の吸込み口には、フィルタを設置することが望ましい。

5.2.4　液だまりが予測される場所には、ドレン排出弁を設けることが望ましい。

Table 3-Key to test circuit components

Reference letter	Relevant sub-clause	Description	Comments
A	**5.4**	Upstream rectifier tube	
B	—	Components under test	
C	**5.4**	Downstream rectifier tube	
D	**5.3**	Tank	
E	—	Shut-off valve	Preferably with straight flow path
F	—	Vacuum pump	
G	—	Pressure transducer	
H	—	Temperature transducer	
I	—	Digital recorder	
J	—	Barometer	
K	**5.5.4**	Solenoid valve	To have a flow-rate capacity greater than the component under test

5.3 タンク（要素 D） タンクの容積は以下の関係を満足するように決定しなければならない。

$10C < V$

ここに、V：タンクの容積[dm^3]

C：供試機器の推定音速コンダクタンス[$dm^3/(s \cdot bar)$]

備考 タンクの容積は、充填時間に対する電磁弁 K の開閉応答の変動に基づく。

5.4 整流管（要素 A 及び C） 供試機器の接続口には、**Figure 2** に示す整流管を接続しなければならない。整流管の代表寸法を **Table 4** に示す。管は内面が滑らかなまっすぐな円管で、全長にわたり直径が一定でなければならない。

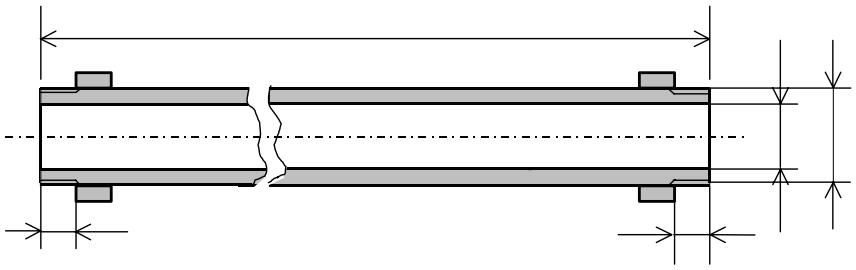


Figure 2　Rectifier tube

[3]) Thread to suit component under test.

[4]) Thread length to suit component under test.

[5]) Actual internal diameter of tube.

Table 4 - Typical dimensions of rectifier tubes

Dimensions in millimeters

Thread [6]	*d*	L [7] max.
G 1/8	6	7.4
G 1/4	9	11
G 3/8	13	11.4
G 1/2	16	15
G 3/4	22	16.3
G1	28	19.1
G1 1/4	36	21.4
G1 1/2	43	21.4
G2	53	25.7
G2 1/2	68	30.1
G3	81	33.3

[6]) G threads in accordance with **ISO 288-1**.

[7]) G thread lengths in accordance with **ISO 1179**.

5.5 特別要求事項

5.5.1 接続口が G1/8 より小さい供試機器、接続口がプッシュイン継手をもつ供試機器、内部流路の断面積が整流管の断面積と同等以上に大きく、上流の整流管において流れが音速に達するとみなされる供試機器は、**ISO 6358 rev-1** の **5.6** に規定する基準継手を使用して、整流管と接続しなければならない。

5.5.2 接続口が上記以外の構造または寸法をもつ供試機器の場合は、**5.6** に準じた基準継手を使用して整流管と接続しなければならない。

5.5.3 供試機器の接続口の構造または寸法が、入口と出口で異なる場合、各接続口に適合する整流管または基準継手を使用しなければならない。

5.5.4 切換手段を持たない供試機器 B は、整流管 A の上流または整流管 C の下流に電磁弁 K を設置して空気の切換えを行う。この電磁弁 K の音速コンダクタンスは供試機器 B の推定音速コンダクタンスの 5 倍以上とする。

6. 試験手順

6.1 試験条件

6.1.1 供給気体　使用した気体の種類を試験報告書に表示しなければならない。

6.1.2 検査　圧力取出し口が液体や固体の微粒子によってふさがれていないことを定期的に点検する。

6.1.3 測定

6.1.3.1 タンク内の温度及び圧力が定常状態に達した後に、測定を開始しなければならない。

6.1.3.2 測定中に機器部品の不用意な動作が起こらないようにするために、機器の各流路の状態を一定に保持する。

6.2 計測手順

6.2.1 真空ポンプ F によって、タンク D 内の圧力を約 2 kPa(0.02bar)の圧力まで低下させてから、遮断弁 E を閉じ、タンク D 内の温度及び圧力が定常状態になるまで放置する。気圧計 J で大気圧を測定する。

6.2.2 供試機器B又は電磁弁Kを操作し、タンクD内の圧力が大気圧になるまで大気中の空気をタンクDに充填し、**Figure 3** に示すタンクD内の圧力pと温度Tの時間的変化をディジタル記録計Iに記録する。なお、タンクD内の温度は内壁面より $0.2d_0$～$0.3d_0$の位置（d_0はタンク内径）で検出する。また、圧力変換器G及び温度変換器Hは流入した空気の噴流が検出部に直接当たらない位置に設置する。

備考 1　充填を開始する時の真空度は、測定結果のばらつきが十分小さく、かつ真空に達する時間が長引かない条件に基づく。

備考 2　温度センサはタンク壁面から離れて、タンク内の空気の平均的な温度変化が測定される位置である。

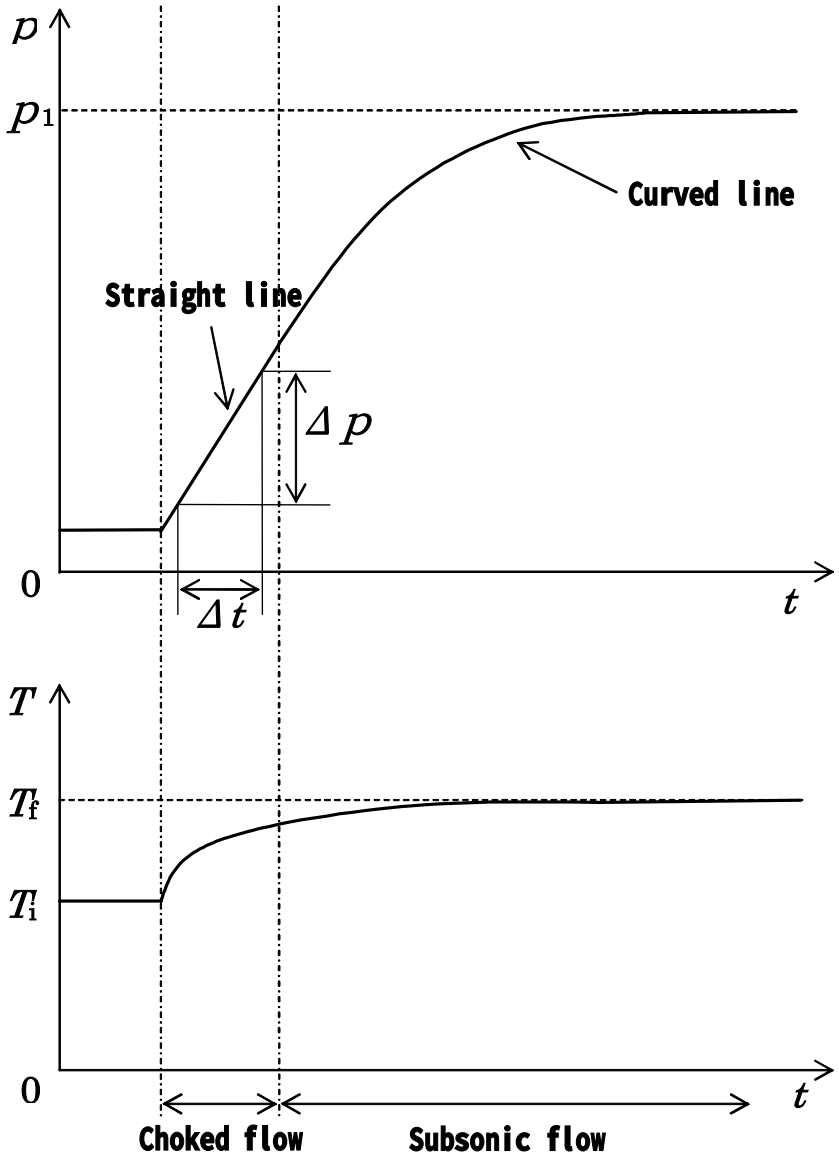


Figure 3　Variation of pressure and temperature in the tank

6.3 特性計算

6.3.1 音速コンダクタンス *C*　Figure 3 の圧力波形の直線部分の傾き $\Delta p / \Delta t$ を求め、次式によって音速コンダクタンスを計算する。なお、電磁弁 K が励磁された直後の圧力波形は直線とならないので、この領域は計算に含めない。

$$C = \frac{V}{p_0 p_1} \frac{\sqrt{T_0 T_i}}{T_f} \frac{\Delta p}{\Delta t}$$

ここに、p_0：標準参考空気の圧力(100 kPa)

p_1：供試機器の上流絶対圧力（大気圧）(8)［kPa］

T_0：標準参考空気の温度(293.15 K)

T_i：充填開始時のタンク内の絶対温度［K］

T_f：充填終了時のタンク内の絶対温度［K］

V：タンク容積［dm^3］

注(8) 上流絶対圧力は気圧計で測定した大気圧を使用し、標準参考空気の圧力(100kPa)を使用しない。

6.3.2 臨界圧力比 *b* 及び亜音速指数 *m*

6.3.2.1 空気を充填中のタンク内の圧力 p の時間的変化は、次の微分方程式で表される。

$$\frac{dp}{dt}=\frac{Cp_0p_1}{V}\frac{T_f}{\sqrt{T_0T_i}}\left\{1-\left(\frac{\dfrac{p}{p_1}-b}{1-b}\right)^2\right\}^m$$

この式は解析的に解けないので、圧力波形の測定値を数値微分し、同時間 t における圧力 p 及び圧力の微分 dp/dt を読み取り、最小二乗法によって、臨界圧力比 b と亜音速指数 m を求める。具体的な計算手順は **Annex C** に示す。なお、数値微分した波形がノイズを含む場合は、波形を平滑化する処理を行なう。

6.3.2.2 とくに、亜音速指数 m が 0.5 とみなされる機器の場合、空気を充填中のタンク内の圧力 p の時間的変化は、次の微分方程式で表される。

$$\frac{dp}{dt}=\frac{Cp_0p_1}{V}\frac{T_f}{\sqrt{T_0T_i}}\sqrt{1-\left(\frac{\dfrac{p}{p_1}-b}{1-b}\right)^2}$$

この微分方程式を解くと、圧力 p は次式で表される正弦曲線となる。

$$p=(1-b)p_1\sin\left\{\frac{Cp_0}{V(1-b)}\frac{T_f}{\sqrt{T_0T_i}}(t-t_c)\right\}+bp_1$$

この式を用いて、充填中のタンク内の圧力波形の時間 t 及び圧力 p を読み取り、臨界圧力比 b を求める。なお、t_c はタンク内の圧力が臨界圧力 p_c に達した時の時間である。具体的な計算手順は **Annex D** に示す。

7．試験成績の表示

7.1 試験者（代理機関）は、すべての測定結果及び計算結果を、表または図に示さなければならない。

7.2 **6.3** に従って計算された音速コンダクタンス C、臨界圧力比 b、亜音速指数 m 及びクラッキング圧力比 a=1 が表示されなければならない。

7.3 測定精度の等級、すなわち **Annex A** による等級 A 又は B が表示され、またその校正記録の有効性も確認されなければならない。

8. 規格適合表示 この規格に適合することを、試験報告書、カタログ及び販売資料に記述する場合は、次の文言を用いる。

“この流量特性の試験方法は、**ISO 6358rev**（空気圧－圧縮性流体用機器－流量特性の試験方法）に適合する。”

Annex A
(normative)

誤差及び測定精度の等級

A.1　測定精度の等級　要求精度に基づき、試験は測定の二つの等級 A 又は B のどちらかで行わなければならない。この測定精度の等級は表示されなければならない。

備考　1.　等級 A は、より正確に性能が定義される必要がある特別な場合を意図している。

2.　精度の高い装置及び方法を必要とする等級 A の試験では、試験費用が増加することに注意する。

A.2　誤差　すべての測定装置及び測定方法は、国際基準による校正によって **Table A.1** で与えられた限度を超えない系統誤差で計測することが証明されたものを使わなければならない。

備考　**Table A.1** で与えられた百分率の限界は測定された物理量に適用し、試験の最大値又は計測器の目盛の最大値には適用しない。

Table A.1 - Permissible systematic errors of measuring instruments as determined during calibration

Parameter of measuring instrument	Permissible systematic errors for classes of measurement accuracy	
	A	B
Time, %	±1	±2
Pressure, %	±1	±2
Temperature, K	±1	±2
Volume, %	±1	±2

A.3　誤差の総和　最終結果を幾つかの測定結果から計算するときには、結果に含まれる誤差の総和は、２乗和平方根によって決定してもよい。

例　この簡略法において、

$$C = \frac{V}{p_0 p_1}\frac{\sqrt{T_0 T_i}}{T_f}\frac{\Delta p}{\Delta t}$$

$$\frac{\delta C}{C} = \sqrt{\left(\frac{\delta V}{V}\right)^2 + \left(\frac{\delta p_1}{p_1}\right)^2 + 0.25\left(\frac{\delta T_i}{T_i}\right)^2 + \left(\frac{\delta T_f}{T_f}\right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta p}{\Delta p}\right)^2 + \left(\frac{\delta \Delta t}{\Delta t}\right)^2}$$

上記で使われた系統誤差 δV、δp_1、δT_i、δT_f、$\delta \Delta p$及び$\delta \Delta t$は、計測器の実際の系統誤差で、**Table A.1**に示された最大値ではない。より正確な誤差の総和に関しては、法定度量衡国際機構によって出版された法定度量衡用語集－基礎用語を参照すること。

A.4 予想変動　**A.3** に示された方法は繰り返し性及び実験室の状態の偏差に応じて、結果に対して±15%までの変動を許容してもよい。

Annex B
(informative)

流量計算式

この規格による試験結果を用い､圧力変化の全域に対する空気圧機器の流量特性を表すときは、**ISO 6358 rev - 1** の **B.1** において、クラッキング圧力 a=1 と置いた式を用いる。

標準状態に換算した体積流量 qv は、次による。

チョーク流れの場合、すなわち $p_2 / p_1 \leqq b$ であるとき、

$$qv = Cp_1 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}}$$

亜音速流れの場合、すなわち $p_2 / p_1 > b$ であるとき、

$$qv = Cp_1 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \left\{ 1 - \left(\frac{\frac{p_2}{p_1} - b}{1 - b} \right)^2 \right\}^m$$

備考　単位は**Table 1** の実用単位を使用し、qvの単位はdm^3/s(ANR)であり、この値は空気に対してのみ使用できる。[1)]

(1) **ISO 8778** の標準参考空気、すなわち、温度 T_0= 293.15 K、相対湿度 65 %、圧力 p_0= 100 kPa (1 bar)における空気で、ANRを付してこの状態の空気であることを示す。

Annex C
(informative)

特性計算手順(1)

6.3.2.1 に規定する特性計算の具体的な手順を示す。

C.1　臨界圧力比と亜音速指数の計算手順

タンク内の圧力と温度の測定結果において、圧力波形の立ち上がり部分は直線であり、供試機器の内部でチョーク流れが生じている。途中から圧力波形は曲線となり、供試機器

の内部は亜音速流れとなる．この圧力波形の直線部分を利用して音速コンダクタンス C を求め、曲線部分を利用して臨界圧力比 b と亜音速指数 m を求める．

充填中のタンク内の圧力波形の測定値を数値微分する。次に、最終圧力（大気圧 p_1 ）の約 90%、80%、70%、60%に対応する同時間における圧力 p 及び圧力の微分 $\mathrm{d}p/\mathrm{d}t$ を読み取り、**Table C.1** を作成する．

Table C.1 - Pressure and its derivative

p/p_1 [%]	t [s]	p [kPa]	$\mathrm{d}p/\mathrm{d}t$ [kPa/s]
90	t_1	x_1	y_1
80	t_2	x_2	y_2
70	t_3	x_3	y_3
60	t_4	x_4	y_4

最小二乗法によって、**Table C.1** の圧力 p の測定値 x_i を次式に代入して求めた圧力の微分 $\mathrm{d}p/\mathrm{d}t$ の計算値と圧力の測定値を数値微分した値 y_i の差 δ_i の二乗の総和 E が最小になるように b と m を定める。

$$\frac{dp}{dt} = \frac{Cp_0 p_1}{V}\frac{T_f}{\sqrt{T_0 T_i}}\left\{1-\left(\frac{\dfrac{p}{p_1}-b}{1-b}\right)^2\right\}^m$$

$$\delta_i = \frac{Cp_0 p_1}{V}\frac{T_f}{\sqrt{T_0 T_i}}\left\{1-\left(\frac{\dfrac{x_i}{p_1}-b}{1-b}\right)^2\right\}^m - y_i$$

$$E = \sum_{i=1}^{4}\delta_i^2$$

$$= \left[\frac{Cp_0 p_1}{V}\frac{T_f}{\sqrt{T_0 T_i}}\left\{1-\left(\frac{\dfrac{x_1}{p_1}-b}{1-b}\right)^2\right\}^m - y_1\right]^2 + \left[\frac{Cp_0 p_1}{V}\frac{T_f}{\sqrt{T_0 T_i}}\left\{1-\left(\frac{\dfrac{x_2}{p_1}-b}{1-b}\right)^2\right\}^m - y_2\right]^2$$

$$+ \left[\frac{Cp_0 p_1}{V}\frac{T_f}{\sqrt{T_0 T_i}}\left\{1-\left(\frac{\dfrac{x_3}{p_1}-b}{1-b}\right)^2 - y_3\right\}^m\right]^2 + \left[\frac{Cp_0 p_1}{V}\frac{T_f}{\sqrt{T_0 T_i}}\left\{1-\left(\frac{\dfrac{x_4}{p_1}-b}{1-b}\right)^2 - y_4\right\}^m\right]^2$$

C.2　臨界圧力比と亜音速指数の測定例

C.2.1 消音器の流量特性を真空充填法によって測定した例を示す。消音器は流れの切換手段を持っていないので、供試消音器の約 10 倍の音速コンダクタンスを持つ電磁弁を上流に設置した。

充填中のタンク内の圧力変化は歪ゲージ式圧力変換器によって検出し、タンク内の空気の温度変化は直径 0.2 mm の銅－コンスタンタン熱電対によって検出し、ディジタル記録計に記録した。また、大気圧はアネロイド気圧計で測定した。

C.2.2　**Figure C.1** はタンク内の圧力と温度の測定結果を示す。

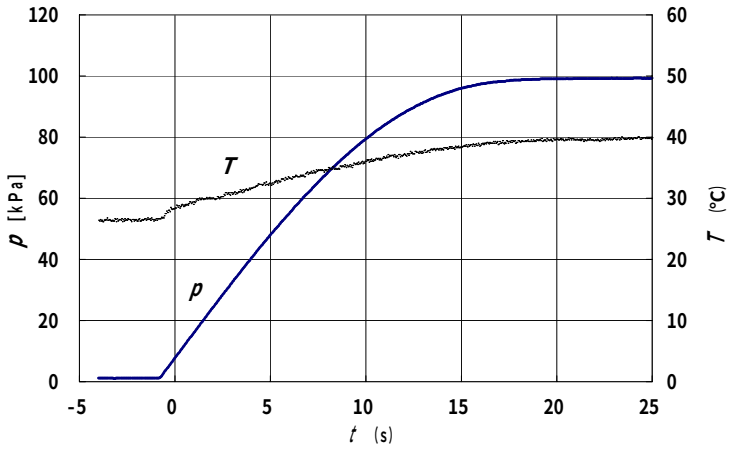


Figure C.1　Pressure and temperature change in tank

Figure C.2 は圧力波形の直線部分を抽出したものである。この直線部分について、圧力 p と時間 t の関係を直線回帰し、圧力の時間微分を求めると $\mathrm{d}p/\mathrm{d}t$ =8.30 kPa/s となった。また、**Figure C.1** の温度波形から、初期状態の温度 T_i ＝26.0 ℃＝299.15 K、最終状態の温度 T_f＝39.8 ℃＝312.95 K と読み取った。なお、使用したタンクの容積は V＝23.59 dm^3、大気圧は p_1＝99.2 kPa(0.992 bar)である。これらの値から音速コンダクタンスを計算すると、C= 1.87 dm^3/(s･bar) となった。

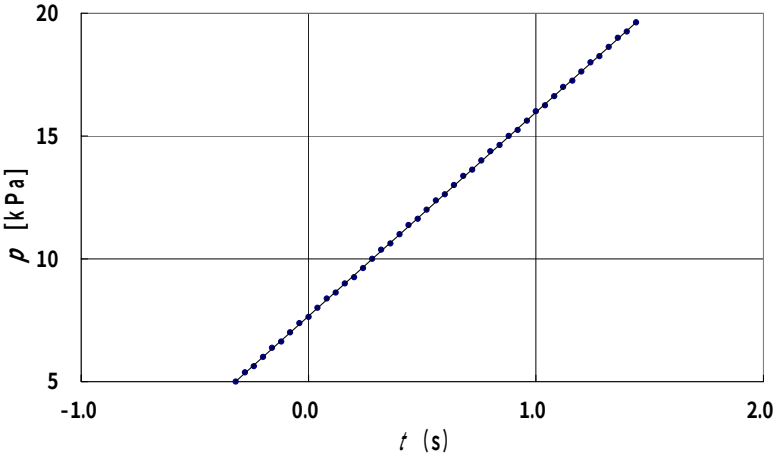


Figure C.2　Straight section of pressure change
p＝8.304 t+7.666

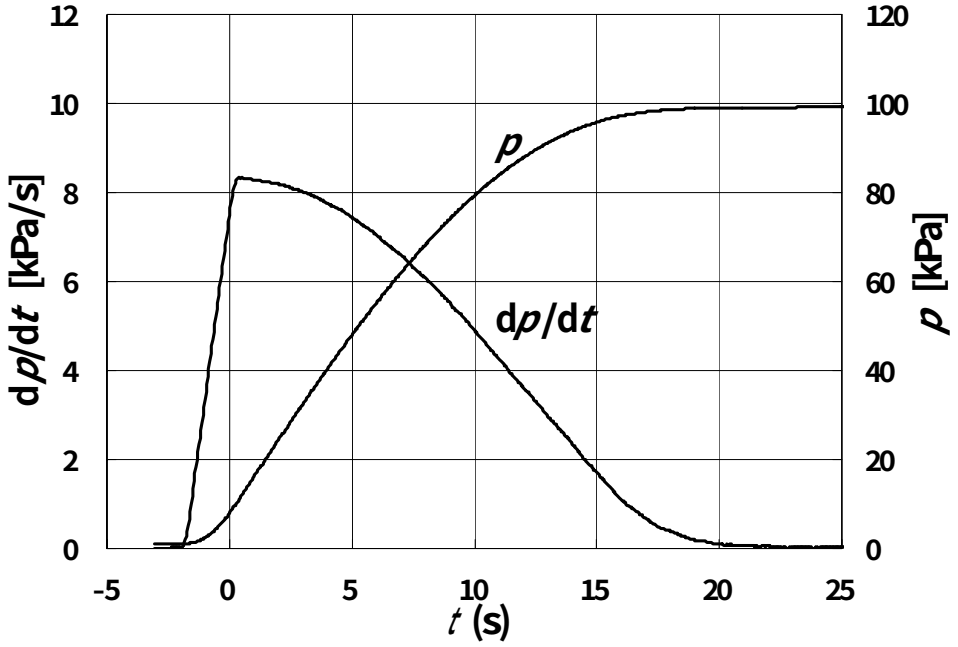


Figure C.3 Pressure and its derivative

C.2.3 **Figure C.3** は充填中の圧力波形とそれを数値微分した波形を示す。最終圧力（大気圧 p_1）の約 90%、80%、70%、60%に対応する同時間における圧力及び圧力の微分を読み取ると、**Table C.2** のようになる。これらの値を用いて、最小二乗法により計算すると、亜音速指数 m＝0.589、臨界圧力比 b＝0.130 が得られた。

Table C.2 - Subsonic index *m* and Critical pressure ratio *b*

p/p_1 [%]	t [s]	p [kPa]	dp/dt [kPa/s]
90	12.64	90.04	3.214
80	10.16	80.11	4.797
70	8.28	69.99	5.936
60	6.72	60.11	6.711
m ＝0.589, b ＝0.130			

C.2.4 **Figure C.4** は **Table C.2** のデータを用いて Microsoft Excel に組み込まれた Solver によって臨界圧力比 b と亜音速指数 m を求めた結果を示す。

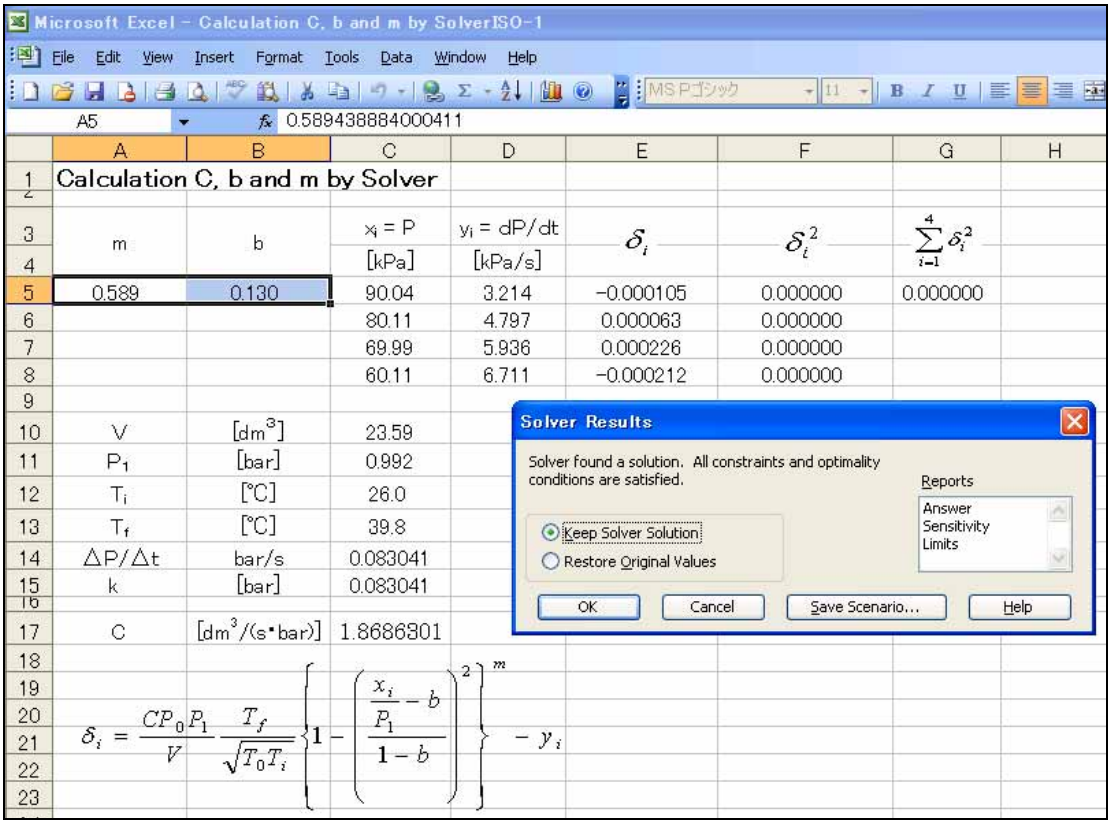


Figure C.4 Calculation *C*, *b* and *m*

C.2.5 真空充填法と **6358rev-1** の流量法による消音器とブローノズルの試験結果の比較を **Table C.3** に示す。二つの試験方法の試験圧力が異なるので、消音器の変形を考慮すると、試験結果の差は許容範囲内にある。

Table C.3 - Comparison of test results

Tested component	Charge method			ISO Flow method			Error		
	C [dm³/(s.bar)]	m [—]	b [—]	C_0 [dm³/(s.bar)]	m_0 [—]	b_0 [—]	$(C-C_0)/C_0$ [%]	$m-m_0$ [—]	$b-b_0$ [—]
Silencer A	1.87	0.589	0.130	2.10	0.640	0.153	-11.0	-0.05	-0.02
Silencer B	3.47	0.656	0.164	3.87	0.625	0.156	-10.4	0.03	0.01
Silencer C	1.43	0.618	0.389	1.44	0.611	0.324	-0.7	0.01	0.07
Silencer D	0.88	0.614	0.374	0.92	0.586	0.294	-4.4	0.03	0.08
Silencer E	0.81	0.540	0.147	0.83	0.550	0.060	-2.8	-0.01	0.09
Silencer F	3.21	0.654	0.426	3.50	0.552	0.482	-8.3	0.10	-0.06
Blow nozzle A	0.34	0.540	0.448	0.33	0.588	0.392	3.0	-0.05	0.06
Blow nozzle B	0.91	0.542	0.494	0.94	0.526	0.395	-3.2	0.02	0.10
Blow nozzle C	0.53	0.572	0.519	0.53	0.556	0.477	1.1	0.02	0.04
Blow nozzle D	1.61	0.582	0.467	1.68	0.569	0.441	-4.4	0.01	0.03
Blow nozzle E	3.37	0.553	0.399	3.44	0.524	0.457	-2.0	0.03	-0.06
Blow nozzle F	0.50	0.567	0.446	0.52	0.573	0.399	-4.1	-0.01	0.05
						Mean	-3.9	-0.03	0.01

Annex D
(informative)

特性計算手順(2)

6.3.2.2 に規定する特性計算の具体的な手順を示す。

D.1 臨界圧力比の計算手順

電磁弁のように試験中に内部流路が変化しない機器は、流量特性表示式のクラッキング圧力比が a=1、亜音速指数が m＝0.5 とみなされる場合が多い。

この場合、タンク内の圧力変化の曲線部分は正弦曲線となる。この曲線部分について、最終圧力（大気圧p_1）の約 90 %、80 %、70 %、60 %に対応する時間と圧力を読み取り、**Table D.1** を作成する。

Table D.1 - Pressure and its derivative

p/p_1 [%]	t [s]	p [kPa]
90	x_1	y_1
80	x_2	y_2
70	x_3	y_3
60	x_4	y_4

次に、最小二乗法によって、**Table D.1** の時間tの測定値x_iを次式に代入して求めた圧力pの計算値と圧力の測定値y_iとの差δ_iの二乗の総和Eが最小になるようにbを定める。

$$p = (1-b)p_1 \sin\left\{\frac{Cp_0}{V(1-b)}\frac{T_f}{\sqrt{T_0T_i}}(t-t_c)\right\} + bp_1$$

$$\delta_i = (1-b)p_1 \sin\left\{\frac{Cp_0}{V(1-b)}\frac{T_f}{\sqrt{T_0T_i}}(x_i-t_c)\right\} + bp_1 - y_i$$

$$E = \sum_{i=1}^{4}\delta_i^2$$

$$= \left[(1-b)p_1 \sin\left\{\frac{Cp_0}{V(1-b)}\frac{T_f}{\sqrt{T_0T_i}}(x_1-t_c)\right\} + bp_1 - y_1\right]^2 + \left[(1-b)p_1 \sin\left\{\frac{Cp_0}{V(1-b)}\frac{T_f}{\sqrt{T_0T_i}}(x_2-t_c)\right\} + bp_1 - y_2\right]^2$$

$$+ \left[(1-b)p_1 \sin\left\{\frac{Cp_0}{V(1-b)}\frac{T_f}{\sqrt{T_0T_i}}(x_3-t_c)\right\} + bp_1 - y_3\right]^2 + \left[(1-b)p_1 \sin\left\{\frac{Cp_0}{V(1-b)}\frac{T_f}{\sqrt{T_0T_i}}(x_4-t_c)\right\} + bp_1 - y_4\right]^2$$

D.2　Microsoft Excel の Solver による計算例

D.2.1 音速コンダクタンス *C* の計算

Figure D.1 において、V、p_1、T_i、T_f、$\Delta p/\Delta t$の測定値を指定された単位に換算して、それぞれのセルに入力すれば、セルC15 に音速コンダクタンス Cが表示される。セルC15 には音速コンダクタンスを求めるための式が予め入力されている。

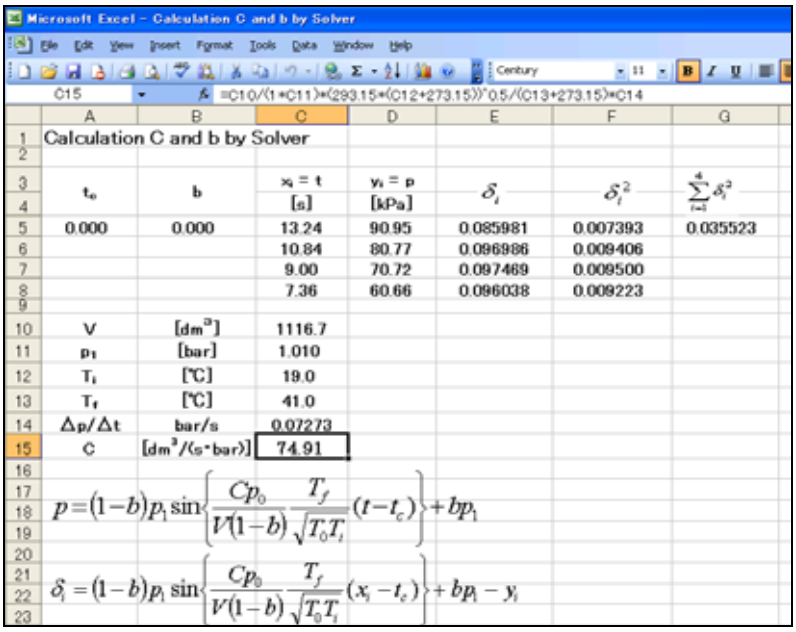


Figure D.1　Input of datum

D.2.2　臨界圧力比の計算

D.2.2.1　最終圧力（大気圧 p_1）の約 90 %、80 %、70 %、60 %に対応する時間x_i及び圧力y_iを指定された単位に換算して、**Figure D.1** のセルC5～C8 及びセルD5～D8 に入力する。目的セルG5 には残差 δ_i の二乗の総和 Eの式が予め入力されている。このセルG5 の値を最小にするセルB5 の値が求めようとする臨界圧力比 bの値となる。なお、臨界点の時間 t_c も同時にセルA5 に表示される。また、b及び t_cの初期値は 0（ゼロ）とする。

D.2.2.2　次に、「ツール(Tools)」→「ソルバー(Solver)」と順次、選択すれば、**Figure D.2** に示すようにソルバーが起動する。「ツール」メニューに「ソルバー」コマンドが表示されない場合には、Excel の「ヘルプ」の指示に従ってソルバーを組み込む。

D.2.2.3　最後に、**Figure D.2** の「ソルバーのパラメータ設定」の画面において、目的セル(G5)、目標値(0)、変化させるセル(A5 及び B5)を入力する。

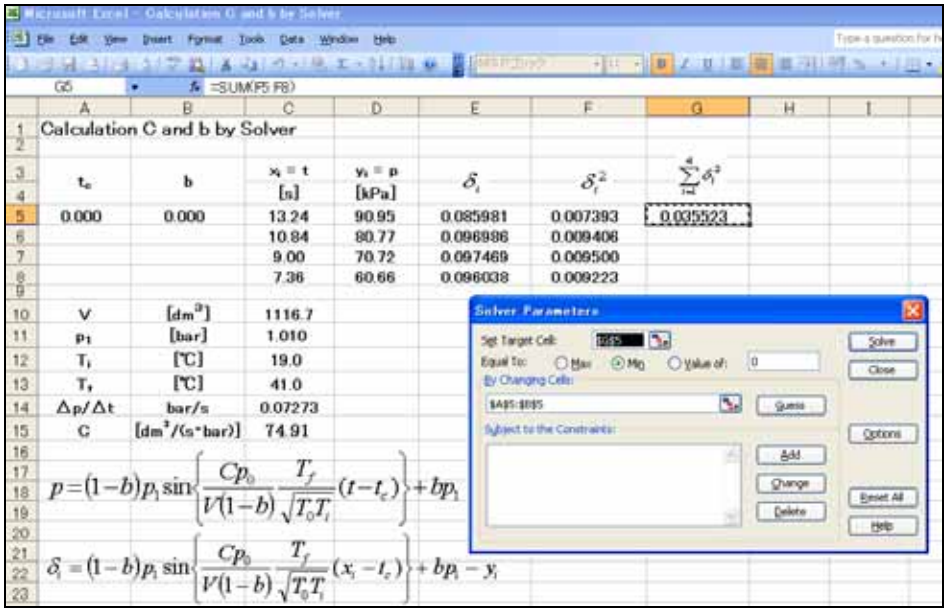


Figure D.2　Start of Solver

D.2.2.4　次に、「実行（Solve)」をクリックすると、**Figure D.3** に示すように、セル B5 の値が変化して、臨界圧力比 b の解が表示される。

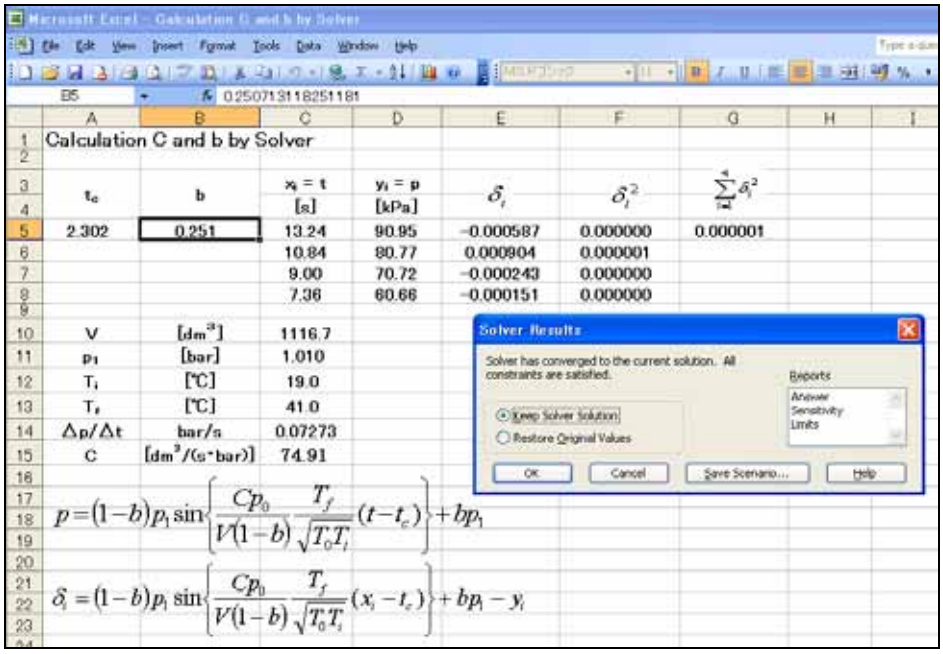


Figure D.3　Calculation of critical pressure ratio

D.3 試験結果の比較

電磁弁について、本規格の真空充填法と **ISO 6358 rev-1** の流量法に基づく試験結果を **Table D.2** に示す。中型および大型の電磁弁は、試験設備の容量不足のため、**ISO 6358 rev-1** による測定ができなかったので、記号＊＊＊ を記入してある。小型の電磁弁の場合、真空

充填法による音速コンダクタンスC及び臨界圧力比bは、流量法による値と良く一致している。なお、**Table D.2** には、**ISO 6358 rev-4** に規定する簡易放出法に基づく、音速コンダクタンスの試験結果も併記してある。

Table D.2 - Comparison of test results

Tested Valve	Sonic conductance C [dm³/(s·bar)]			Critical Pressure Ratio b [－]		Diameter of Connecting Tube [mm]	Nominal Bore [mm]	Note
	Part 1 Flow Method	Vacuum Charge Method	Part 4 Discharge Method	Part 1 Flow Method	Vacuum Charge Method			
Valve A	0.630	0.623	0.612	0.519	0.524	6	6	2 Port Valve
Valve B	1.26	1.31	1.27	0.517	0.518	9	8	2 Port Valve
Valve C	2.33	2.40	2.33	0.233	0.248	9	8	3 Port Valve
Valve D	3.59	3.61	3.67	0.308	0.258	9	8	3 Port Valve
Valve E	***	9.23	9.32	***	0.250	13	10	3 Port Valve
Valve F	***	7.20	7.21	***	0.211	13	10	5 Port Valve
Valve G	***	7.75	7.66	***	0.176	13	10	2 Port Valve
Valve H	***	17.7	17.6	***	0.187	16	15	2 Port Valve
Valve I	***	25.3	25.0	***	0.221	22	20	3 Port Valve
Valve J	***	50.6	51.1	***	0.184	28	25	2 Port Valve
Valve K	***	54.8	55.3	***	0.151	36	32	2 Port Valve
Valve L	***	74.9	***	***	0.251	36	32	2 Port Valve
Valve M	***	123.5	***	***	0.216	43	40	2 Port Valve
Valve N	***	132.5	***	***	0.228	53	50	3 Port Valve
Valve O	***	185.9	***	***	0.186	53	50	2 Port Valve

Annex E
(informative)

低騒音

試験の作業者に対しては、連続騒音の場合の許容騒音レベルは約 85 dB(A)であり、短時間であっても約 100 dB(A)に抑える必要がある。これを越える場合には耳栓などによる保護が必要である。さらに、試験場所が事務所などに隣接する場合は、もっと低い騒音レベルを要求され、遮音対策が必要になる。

大気中に空気を放出する **ISO 6358 rev-1** の試験において、口径の呼びが 20A の電磁弁の騒音レベルは 120～130 dB(A)である。この騒音レベルは普通騒音計の指示範囲の上限に達し、作業者及び環境に対しても大きな悪影響を及ぼす。一方、本規格の真空充填法は、大気中への空気の放出がないので、非常に低騒音である。例えば、50A の大形弁の試験においても、供試弁から 1 m 離れた位置における騒音レベルは約 100 dB(A)である。従って、真空充填法は、特別な遮音対策が緩和される。

Annex F
(informative)

入口圧力が音速コンダクタンスに及ぼす影響

市販の電磁弁の絞り部を等価直径Dの音速ノズルと仮定して、真空充填法と流量法で試験する場合の流出係数C_dを計算した結果を**Table F.1** に示す。ここに、等価直径D[mm]とは、音速コンダクタンスC[dm³/(s・bar)]の電磁弁と同じ流通能力を持つノズルの直径であり、$D=2.69\sqrt{C}$の式を用いて計算した。

等価直径がD=5.1 mmの小型の電磁弁Valve1 の場合、入口圧力p_1=100 kPaのときのレイノルズ数$Re=5.84\times10^4$, C_d=0.984であり、p_1=500ｋPaのときは$Re=2.92\times10^5$、C_d=0.992である。音速コンダクタンスCは流出係数C_dのみに依存するので、p_1=100kPaの場合に得られた音速コンダクタンスは、p_1=500ｋPaの場合より約0.8%小さくなると判断できる。

また、最大の等価直径をもつD=33.4mm の Valve8 の場合、流出係数はそれぞれ 0.993、0.996 であり、約 0.3%の差異である。入口圧力が流出係数すなわち音速コンダクタンスに及ぼす影響は大型の機器ほど小さくなる。以下に **Table F.1** の各値を求めるために用いた式を示す。

レイノルズ数： $Re=\dfrac{4qm}{\pi D\mu_{20℃}}$

ここで、qmは質量流量[kg/s]、Dは等価直径[m]であり、20℃における空気の粘性係数$\mu_{20℃}=18.21\times10^{-6}$ Pa･sとする。

音速ノズルの流出係数： $C_d=0.9986-\dfrac{3.447}{\sqrt{Re}}$

Table F.1 - Discharge coefficient of equivalent sonic nozzle C_d

(1) Vacuum charge method

	C	D	p_1	q_m	Re	C_d
	dm³/(s·bar)	mm	kPa	kg/s	—	—
Valve 1	3.6	5.1	100	4.266E-03	58448	0.984
Valve 2	18	11.4	100	2.133E-02	130694	0.989
Valve 3	26	13.7	100	3.081E-02	157075	0.990
Valve 4	46	18.2	100	5.451E-02	208929	0.991
Valve 5	60	20.8	100	7.110E-02	238614	0.992
Valve 6	114	28.7	100	1.351E-01	328906	0.993
Valve 7	130	30.7	100	1.541E-01	351230	0.993
Valve 8	154	33.4	100	1.825E-01	382279	0.993

T_1=293.15 K(20 ℃)

(2) Flow method (ISO6358:1989)

	C	D	p_1	q_m	Re	C_d
	$dm^3/(s \cdot bar)$	mm	kPa	kg/s	—	—
Valve 1	3.6	5.1	500	2.133E-02	292241	0.992
Valve 2	18	11.4	500	1.067E-01	653471	0.994
Valve 3	26	13.7	500	1.541E-01	785374	0.995
Valve 4	46	18.2	500	2.726E-01	1044645	0.995
Valve 5	60	20.8	500	3.555E-01	1193069	0.995
Valve 6	114	28.7	500	6.755E-01	1644532	0.996
Valve 7	130	30.7	500	7.703E-01	1756149	0.996
Valve 8	154	33.4	500	9.125E-01	1911394	0.996

T_1=293.15 K(20℃)

7.4 ISO 6358 rev-4:空気圧-圧縮性流体用機器-流量特性の試験方法 第 4 部:代替試験方法-簡易放出法

目　次

序文
1. 適用範囲
2. 引用規格
3. 定義
4. 記号及び単位
5. 試験装置
6. 試験手順
7. 試験成績の表示
8. 規格適合表示

Annex A （規定）誤差及び測定精度の等級
Annex B （規定）ハイブリッド試験
Annex C （参考）試験圧力と特性計算式
Annex D （参考）試験方法の比較

Ver.P4-4

ISO 6358 rev‐4：200x

空気圧－圧縮性流体用機器－流量特性の試験方法

Part 4：代替試験方法－簡易放出法

Pneumatic fluid power‐Components using compressible fluids‐Determination of flow-rate characteristics Part 4：Alternative test methods‐Simple discharge method

序文　この規格は、空気圧機器の流量特性の試験方法に関する **ISO 6358 rev-1** の代替試験方法である簡易放出法を規定する。この方法は、供試機器を通して、あらかじめ一定の圧力の圧縮空気を充填したタンクから、圧縮空気を大気に放出する試験方法である。タンクから放出された空気量が、タンク内の圧力変化と放出所要時間から計算できるという原理を利用して、供試機器の音速コンダクタンスを求める。

簡易放出法は、大容量の空気圧源が不要、大口径の供試機器への適用、少ない空気消費量、計測手順が簡単、及び短い試験時間などの特徴を有する。

1.　適用範囲　この規格は、圧縮性流体（気体)、とくに圧縮空気を作動流体とする空気圧システムに使用される機器に適用する。

この規格は、試験装置、試験手順及び試験成績の表示に関する要求事項を規定する。

測定の精度は、**Annex A** に示される二つの等級（A 及び B）に分類される。

この規格と **ISO 6358 rev-1** を複合したハイブリッド試験は **Annex B** に、試験圧力と特性計算の補足情報は **Annex C** に示される。また、**ISO 6358 rev-1** から **ISO 6358 rev-4** に規定した試験方法の比較は、**Annex D** に示される。

2.　引用規格　次に掲げる規格は、この規格に引用されることによって、この規格の規定の一部を構成する。これらの引用規格のうちで、発行年を付記してあるものは、記載の年の版だけがこの規格の規定を構成するものであって、その後の改正版・追補には適用しない。発効年を付記していない引用規格は、その最新版（追補を含む）を適用する。

ISO 5598:1985, Fluid power systems and components‐Vocabulary.

ISO 1219-1:1991, Fluid power systems and components‐Graphic symbols and circuit diagrams‐Part 1: Graphic symbols.

ISO 8778:2003, Pneumatic fluid power‐Standard reference atmosphere.

ISO 228-1:1982, Pipe threads where pressure‐tight joints are not made on the threads‐Part 1: Designation, dimensions and tolerances.

ISO 16030:2001, Pneumatic fluid power ‐Connections‐Ports and stud ends

ISO 6358 rev‐1：200x, Pneumatic fluid power‐Components using compressible fluids‐

Determination of flow-rate characteristics - Part 1：General rules

ISO 6358 rev - 2：200x, Pneumatic fluid power - Components using compressible fluids - Determination of flow-rate characteristics - Part 2：Alternative test methods - Isothermal discharge method

ISO 6358 rev - 3：200x, Pneumatic fluid power - Components using compressible fluids - Determination of flow-rate characteristics - Part 3：Alternative test methods - Vacuum charge method

3. 定義 この規格で用いられる主な用語の定義は、**ISO 5598** 及び **ISO 6358 rev - 1** による。

4. 記号及び単位

4.1 この規格で使用する量記号及び単位を**Table 1**に示す。

Table 1 - Symbols and units

Reference	Description	Symbol	Dimension [1]	SI units	Practical units
—	Critical pressure ratio	b	pure number	—	—
6.3	Sonic conductance	C	L^4TM^{-1}	$s \cdot m^4/kg$	$dm^3/(s \cdot bar)$
—	Subsonic index	m	pure number	—	—
—	Cracking pressure ratio	a	pure number	—	—
6.3	Absolute pressure (equal to the gauge pressure plus the atmospheric pressure)	p	$ML^{-1}T^{-2}$	Pa [2]	bar [2],kPa
—	Volume flow-rate at standard conditions	qv	L^3T^{-1}	m^3/s(ANR)	dm^3/s(ANR),dm^3/min(ANR)
6.3	Absolute temperature	T	Θ	K	K
6.3	Time	t	T	s	s
6.3	Volume of tank	V	L^3	m^3	dm^3

[3] M=mass; L=length; T=time; Θ=temperature

[4] 1 bar=100 kPa; 1Pa=1 N/m^2

4.2 数式で使用する **Table 1** に記入された量記号の下付き添字として用いた数字の意味を **Table 2** に示す。

Table 2 - Subscripts

Subscript	Meaning
0	Standard conditions, i.e.: T_0= 293.15 K P_0=100 kPa (1 bar) 65% relative humidity
s	Initial conditions

4.3 **Figure 1** で使用した図記号は、**ISO 1219** による。

5. 試験装置

5.1 試験回路 **Figure 1** に示すような適切な試験回路を用いなければならない。

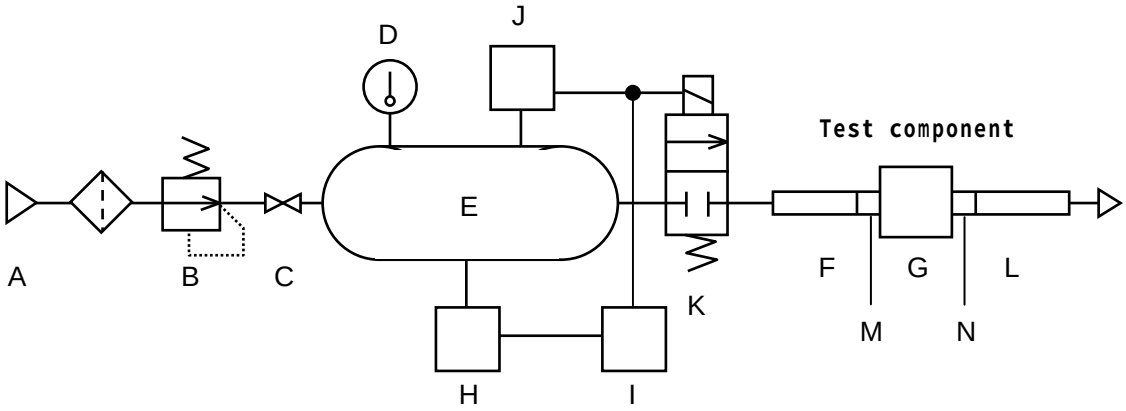


Figure 1 Test circuit

備考 **Figure 1** は基本回路を示すが，機器の故障の際の損傷に対する保護に必要な安全装置をすべて組み込んでいるわけではない。試験の実施に際して責任をもてる回路にするには，人体及び装置の両方の保護のための考慮を払うことが重要である。

5.2 一般要求事項

5.2.1 供試機器は、製造業者の取扱説明書に従って試験回路に設置し、操作しなければならない。

5.2.2 供試機器の製造業者が推奨する，ろ過度を満たすフィルタを設置しなければならない。

5.2.3 **Table 3** に示す要素で試験装置を構成しなければならない。

備考 A～J の要素は必要不可欠であり、K～Ｎの要素は必要に応じて試験者が選定する。

5.2.4 液だまりが予測される場所には、ドレン排出弁を設けることが望ましい。

Table 3 - Key to test circuit components

Reference letter	Relevant sub-clause	Description	Comments
A	5.2.2	Air source and filter	
B	6.2.1	Pressure regulator	
C	6.2.1-2	Shut-off valve	Preferably with straight flow path
D	6.2.2	Temperature transducer	
E	5.3	Air tank	
F	5.4	Upstream rectifier tube	
G	5.2.1	Equipment under test	
H	6.2.2	Pressure transducer	
I	5.5.4	Digital recorder and Timer	
J	5.5.4	Pressure switch	The obtained data can be differentiated.
K	5.5.4	Solenoid valve	To have a flow-rate capacity greater than the equipment under test
L	5.4	Downstream rectifier tube	
M	5.5.1-2	Upstream standard fitting	
N	5.5.1-2	Downstream standard fitting	

5.3 空気タンク（要素 E） 空気タンクの容積は、供試機器の推定音速コンダクタンスに対し、**Figure 2** に示す範囲の値でなければならない。

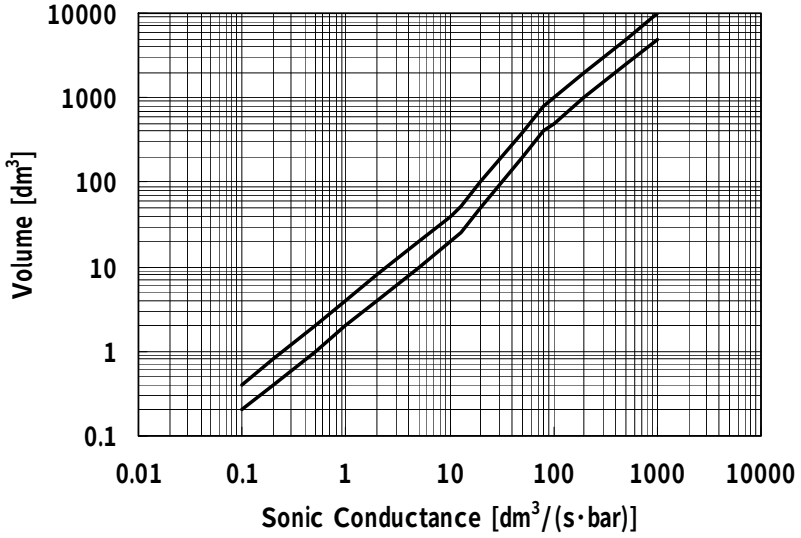


Figure 2 Volume of air tank

備考 空気タンクの容積は、放出時間の測定精度を保つのに十分な時間が得られ、かつ断熱変化に近い放出が行える範囲とした。

5.4 整流管（要素 F 及び L） 供試機器の接続口には、**Figure 3** に示す整流管を接続しなければならない。整流管の代表寸法を **Table 4** に示す。管は内面が滑らかなまっすぐな円管で、全長にわたり直径が一定でなければならない。

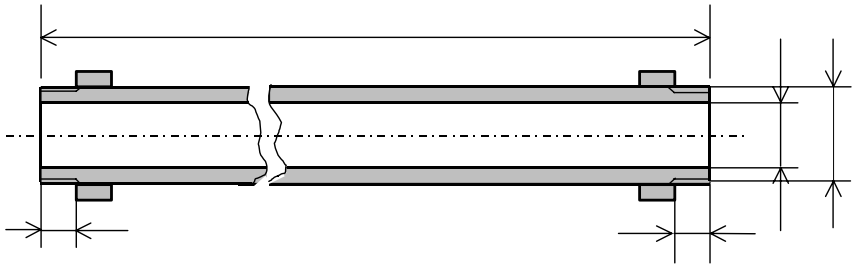


Figure 3 Rectifier tube

[3]) Thread to suit component under test.

[4]) Thread length to suit component under test.

[5]) Actual internal diameter of tube.

Table 4 - Typical dimensions of rectifier tubes

Dimensions in millimeters

Thread [6]	*d*	L [7] max.
G 1/8	6	7.4
G 1/4	9	11
G 3/8	13	11.4
G 1/2	16	15
G 3/4	22	16.3
G1	28	19.1
G1 1/4	36	21.4
G1 1/2	43	21.4
G2	53	25.7
G2 1/2	68	30.1
G3	81	33.3

[6]) G threads in accordance with **ISO 288-1.**

[7]) G thread lengths in accordance with **ISO 1179.**

5.5 特別要求事項

5.5.1 接続口が G1/8 より小さい供試機器、接続口がプッシュイン継手をもつ供試機器、内部流路の断面積が整流管の断面積と同等以上に大きく、上流の整流管において流れが音速に達するとみなされる供試機器は、**ISO 6358 rev-1** の 5.6 に規定する基準継手を使用して、整流管と接続しなければならない。

5.5.2 接続口が上記以外の構造または寸法をもつ供試機器の場合は、**ISO 6358 rev-1** の 5.6 に準じた基準継手を使用して整流管と接続しなければならない。

5.5.3 供試機器の接続口の構造または寸法が、入口と出口で異なる場合、各接続口に適合する整流管または基準継手を使用しなければならない。

5.5.4 切換手段を持たない供試機器 G は、整流管 F の上流に電磁弁 K を設置して空気の切

換えを行う。この電磁弁 K の音速コンダクタンスは供試機器の推定音速コンダクタンスの 5 倍以上とする。

5.5.4 タイマ(時計)は、供試機器 G 又は電磁弁 K の電気操作信号の時間間隔を 0.01s の精度で測定できるものを使用する。

6. 試験手順

6.1 試験条件

6.1.1 供給気体　使用した気体の種類を試験報告書に表示しなければならない。

6.1.2 検査　圧力取出し口が液体や固体の微粒子によってふさがれていないことを定期的に点検する。

6.1.3 測定

6.1.3.1 タンク内の温度及び圧力が定常状態に達した後に、測定を開始しなければならない。

6.1.3.2 測定中に機器部品の不用意な動作が起こらないようにするために、機器の各流路の状態を一定に保持する。

6.2 計測手順

6.2.1　圧力制御弁 B を 700kPa(7bar)に設定し、遮断弁 C を開いて空気タンク E に空気を充填し、空気タンク内の温度及び圧力が定常状態になるまで放置する。

備考　繰返し計測を行う場合は、空気タンク内の温度シフトに注意しなければならない. 温度シフトが発生した場合は、大気温度に回復するまで放置しなければならない.

6.2.2　遮断弁Cを閉じ、空気タンク内の初期充填圧力p_sと温度T_sを測定する。

6.2.3　供試機器 G または電磁弁 K を開閉操作し、空気タンク内圧力が 350kPa(3.5bar)に低下するまで大気へ放出し、この放出所要時間 t を測定する. なお、放出の終了は、空気タンクに設けた圧力スイッチ J で操作することが望ましい。

6.2.4　空気タンク内の圧力が定常値になるまで放置し、残存圧力 p を測定する。以上の過程を **Figure 4** に示す。

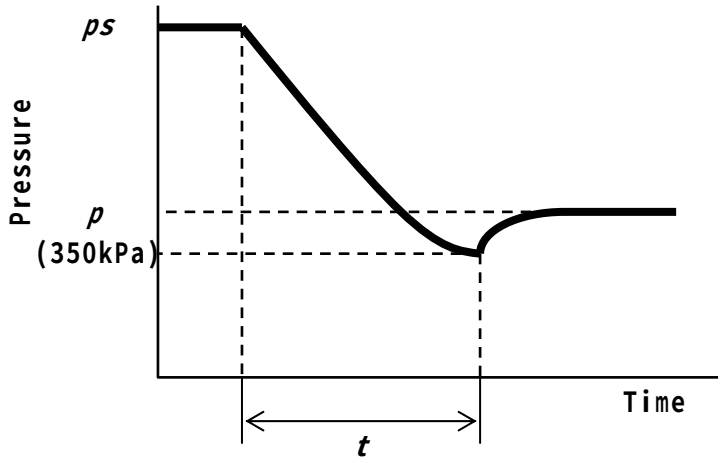


Figure 4　Pressure response in the air tank

6.3 特性計算

次の式を用いて音速コンダクタンス C を計算する。

$$C = 5\frac{V}{t}\sqrt{\frac{T_0}{Ts}}\left\{\left(\frac{ps}{p}\right)^{0.2} - 1\right\}$$

ここに、C：音速コンダクタンス[dm³/(s･bar)]

V：タンク容積［dm³］

t：放出所要時間［s］

ps：空気タンク内の初期充填絶対圧力 ［bar］

p：空気タンク内の残存絶対圧力 ［bar］

T_0：標準参考空気の温度(293.15 K)

Ts：空気タンク内の初期絶対温度［K］

7．試験成績の表示

7.1 試験者（代理機関）は、すべての測定結果及び計算結果を、表または図に示さなければならない。

7.2 **6.3** に従って計算された音速コンダクタンス C が表示されなければならない。

7.3 測定精度の等級、すなわち **Annex A** による等級 A 又は B が表示され、またその校正記録の有効性も確認されなければならない。

8. 規格適合表示 この規格に適合することを、試験報告書、カタログ及び販売資料に記述する場合は、次の文言を用いる。

“この流量特性の試験方法は、**ISO 6358 rev**（空気圧－圧縮性流体用機器－流量特性の試験方法）に適合する。”

Annex A
(normative)

誤差及び測定精度の等級

A.1　測定精度の等級　要求精度に基づき、試験は測定の二つの等級 A 又は B のどちらかで行わなければならない。この測定精度の等級は表示されなければならない。

備考　1.　等級 A は、より正確に性能が定義される必要がある特別な場合を意図している。

2.　精度の高い装置及び方法を必要とする等級 A の試験では、試験費用が増加することに注意する。

A.2　誤差　すべての測定装置及び測定方法は、国際基準による校正によって **Table A.1** で与えられた限度を超えない系統誤差で計測することが証明されたものを使わなければならない。

備考　**Table A.1** で与えられた百分率の限界は測定された物理量に適用し、試験の最大値又は計測器の目盛の最大値には適用しない。

Table A.1－Permissible systematic errors of measuring instruments as determined during calibration

Parameter of measuring instrument	Permissible systematic errors for classes of measurement accuracy	
	A	B
Time, %	±1	±2
Pressure, %	±1	±2
Temperature, K	±1	±2
Volume, %	±1	±2

A.3　誤差の総和　最終結果を幾つかの測定結果から計算するときには、結果に含まれる誤差の総和は、2 乗和平方根によって決定してもよい。

例　この簡略法において、

$$C = 5\frac{V}{t}\sqrt{\frac{T_0}{Ts}}\left\{\left(\frac{ps}{p}\right)^{0.2} - 1\right\}$$

$$\frac{\delta C}{C} = \sqrt{\left(\frac{\delta V}{V}\right)^2 + \left(\frac{\delta t}{t}\right)^2 + 0.25\left(\frac{\delta Ts}{Ts}\right)^2 + \frac{0.04}{\left\{1 - \left(\frac{ps}{p}\right)^{0.2}\right\}^2}\left\{\left(\frac{\delta ps}{ps}\right)^2 + \left(\frac{\delta p}{p}\right)^2\right\}}$$

上記で使われた系統誤差 δV、δt、δp、δp_s、及び δT_s は、計測器の実際の系統誤差で、**Table A.1** に示された最大値ではない。より正確な誤差の総和に関しては、法定度量

衡国際機構によって出版された法定度量衡用語集－基礎用語を参照すること。

A.4 予想変動　**A.3** に示された方法は繰り返し性及び実験室の状態の偏差に応じて、結果に対して±15%までの変動を許容してもよい。

Annex B
(normative)

ハイブリッド試験

ISO 6358 rev-1 の試験が、設備の制約により大口径の供試機器に適用できない場合,
以下に示すハイブリッド試験を実施してもよい。

6.試験手順に基づいて音速コンダクタンス *C* を求めた後、**ISO 6358 rev-1** の **6．試験手順**における大気排気試験を実施して、亜音速流れの臨界圧力比 *b*、亜音速指数 *m* 及びクラッキング圧力比 *a* を求める

この試験方法は、試験を分割することにより大容量の空気圧源を必要としない。

B.1　試験手順

B.1.1　**6.試験手順**に従って、計測を実施し、音速コンダクタンス *C* を計算する。

B.1.2　**ISO 6358rev-1** の **5.2 試験回路**を用い、**ISO 6358 rev-1** の **6.2.2.4** から **6.2.2.8** の手順に従って、計測を実施する。

B.1.3　**ISO 6358rev-1** の **6.3.2.2** に従って、クラッキング圧力比 *a* を計算し、**ISO 6358 rev-1 6.3.3.2** に従って、臨界圧力比 *b* 及び亜音速指数 *m* を計算する。

B.2　試験の実施例

電磁弁を供試機器とした場合の試験例を、次に示す。

B.2.1　**B.1.1** に基づき、3 回の計測を行った結果を、**Table B.1** に示す。これから、音速コンダクタンス*C*は 25.21dm^3/(s・bar)と計算された。

Table B.1－Test results of Simple discharge method
(Air tank volume:148.59dm^3)

	Initial pressure kPa	Temperature K	Residual pressure kPa	Discharge time s	Sonic Conductance dm^3/(s･bar)	
						Mean
1	700.1	295.55	418.3	3.184	25.21	25.21
2	700.3	295.15	418.1	3.191	25.21	
3	700.0	294.85	418.2	3.186	25.23	

B.2.2　**B.1.2** に基づき計測を行った結果を、**Table B.2** に示す。これから臨界圧力比 *b* は 0.484 と計算された。なお、供試品の構造から、クラッキング圧力比 *a* は 1、亜音速指数 *m* は 0.5 とみなした。

Table B.2－大気排気試験の結果

Upstream pressure kPa	Downstream pressure kPa	Temperature K	Flow - rate dm^3/min(ANR)	Calculated choked flow-rate dm^3/min(ANR)	flow-rate ratio	Pressure ratio	Critical pressure ratio
142.0	100	298.85	1950	2127	0.917	0.704	0.484
126.8	100	298.85	1550	1900	0.816	0.789	
112.5	100	298.85	1030	1685	0.611	0.889	
105.1	100	298.85	640	1575	0.406	0.951	

B.2.3 このハイブリッド試験における流量の計測範囲は、2000dm^3/min(ANR)以下であった。もし、すべての試験を**ISO 6358rev-1** の試験手順に従うとすれば、8000dm^3/min(ANR)級の流量計測が必要である。本試験手順が必要とした空気圧源は、約 1/4 の小容量であった。

B.3 比較試験例

数個の電磁弁についての本規格に基づく試験結果と、**ISO 6358rev-3** に基づく試験結果を **Table B.3** に示す。音速コンダクタンス C の試験方法による違いは 2%以下であり、臨界圧力比 b の違いは最大 0.12 であった。

Table B.3－Test results

(a=1, m=0.5)

	Hybrid test method		Vacuum charge method		Error	
	C	b	C_0	b_0	$(C-C_0)/C_0*100$	$b-b_0$
	[dm^3/(s･bar)]	[-]	[dm^3/(s･bar)]	[-]	[%]	[-]
VALVE 1	25.3	0.47	25.1	0.42	0.76	0.06
VALVE 2	8.96	0.31	9.11	0.19	-1.62	0.12
VALVE 3	15.4	0.21	15.2	0.19	1.17	0.02
VALVE 4	7.98	0.41	8.00	0.34	-0.23	0.07
VALVE 5	25.8	0.54	－	－	－	－
VALVE 6	39.1	0.41	－	－	－	－
VALVE 7	4.42	0.40	4.47	0.38	-0.98	0.01
VALVE 8	9.82	0.18	9.87	0.09	-0.06	0.09

Annex C
(informative)

試験圧力と特性計算式

C.1 試験圧力 本規格は、音速コンダクタンス C を求めるものなので、試験中はチョーク流れであることを前提とする。したがって、(試験圧力)＞(大気圧力)/(供試機器の推定臨界圧力比)の式にもとづいて、 試験圧力を設定することが望ましい。

6.2 に示した試験圧力は、次のような考慮にもとづいている。大気へ放出する前の空気タンクの初期充填圧力が 700kPa の場合、臨界圧力比 b が 0.14 以上の供試機器においてチ

ョーク流れが発生する。そして、放出終了時の圧力が 350kPa の場合、臨界圧力比 *b* が 0.29 以上の供試機器において、放出中常にチョーク流れが得られる。

しかし、臨界圧力比 *b* が 0.29 未満の供試機器においては、亜音速流れを含むので、計算誤差が発生し得る。音速コンダクタンス *C* の計算誤差は、臨界圧力比 *b* が 0 の供試機器において最大となる。この場合、**ISO 6358 rev-1** が規定する流量特性表示式において、*a*=1,*m*=0.5 のときの流量を計算すると、チョーク流量比が 0.990 から 0.957 の範囲となるので、音速コンダクタンス *C* の計算誤差は、マイナス 3%未満とみなされる。

C.2 特性計算式 **6.3** に示した特性計算式は、放出中の空気タンク内の空気が断熱変化すると仮定した場合に得られる下記の理論解析式を採用している。ここで、κ と p_0 に数値を代入すると、**6.3** に示した式が得られる。

$$C=\frac{2}{(\kappa-1)p_0}\frac{V}{t}\sqrt{\frac{T_0}{Ts}}\left\{\left(\frac{ps}{p}\right)^{\frac{\kappa-1}{2}}-1\right\}$$

ここに、*C*：音速コンダクタンス[dm^3/(s･bar)]
V：タンク容積［dm^3］
t：放出所要時間［s］
p_s：空気タンク内の初期充填絶対圧力 ［bar］
p：空気タンク内の残存絶対圧力 ［bar］
p_0：標準参考空気の圧力(1bar＝100kPa)
T_0：標準参考空気の温度(293.15 K)
Ts：空気タンク内の初期絶対温度［K］
κ ：空気の比熱比（1.4）

Annex D
(informative)

試験方法の比較

D.1 試験項目

ISO 6358 rev-1 から **ISO 6358 rev-4** に規定した試験方法について、試験項目を整理すると、**Table D.1** のようになる。**Part 1:**流量法試験と **Part 2:**等温化放出試験は、全パラメータを求めることができる。**Part 4:**簡易放出試験は、音速コンダクタンスだけを求めることができるが、**Part 4** の **Annex B:**ハイブリッド試験は全パラメータを求めることができる。**Part 3:**真空充填試験は、試験圧力範囲が狭いので、クラッキング圧力比を求めることができない。

Table D.1－試験項目

試験方法	音速 コンダクタンス *C*	臨界圧力比 *b*	亜音速指数 *m*	クラッキング 圧力比 *a*
Part1:インライン試験	○	○	○	○
Part1:大気排気試験	○	○	○	○
Part2:等温化放出試験	○	○	○	○
Part3:真空充填試験	○	○	○	
Part4:簡易放出試験	○			
Part4:ハイブリッド試験	○	○	○	○

D.2 試験作業の例

ISO 6358 rev-1 から **ISO 6358 rev-4** に規定した試験装置及び試験手順に従い、**Table D.2** に示す供試機器について、次の（1）から（5）に至る試験作業を連続して実施した。

（1）供試機器を試験装置に取り付ける。

（2）１回目の試験を実施する。

① タンクへ圧縮空気を充填し、試験開始圧力の整定を待つ（**Part 2,4**）。タンク内の空気を真空吸引し、試験開始圧力の整定を待つ（**Part 3**）。

② 測定及び特性計算を行う。

（3）２回目の試験を実施する。

（4）３回目の試験を実施する。

（5）供試機器を試験装置から取り外す。

Table D.2－Test components

機器		音速ｺﾝﾀﾞｸﾀﾝｽ $dm^3/(s \cdot bar)$	接続	試験流路
A	5ﾎﾟｰﾄ電磁弁	0.5	M5	ﾎﾟｰﾄ 1→ﾎﾟｰﾄ 4
B	速度制御弁	5	G1/2	制御流れ (Part3 は自由流れ)
C	消音器	50	G1	

D.3 試験時間

試験作業の結果を **Table D.3** に示す。試験時間が最も短いのは、10 min 前後の **Part 2:** 等温化放出試験と **Part 4:**簡易放出試験である。**Part 4:**ハイブリッド試験は、**Part 1:**流量法試験と同等の 20 min 前後である。総じて、タンクを利用する代替試験は、**Part 1:**流量法試験より短時間で試験を実施することが可能である。

Table D.3－試験時間とエネルギー消費量

試験方法	試験時間 min	空気消費量　m^3(ANR)		
		A	B	C
Part1:インライン試験	20	1.9	19	190
Part1:大気排気試験	18	0.76	7.6	76
Part2:等温化放出試験	7～11	0.072	0.72	7.2
Part3:真空充填試験	20～50(1)	0.083	0.83	8.3
Part4:簡易放出試験	7～14	0.020	0.20	3.9
Part4:ハイブリッド試験	17～24	―	1.9	21

(1)真空ポンプの電動機出力は、AとBが 1.5kW、Cが 5.5kWである。

D.4　エネルギー消費量

Table D.3 において、エネルギー消費量は、**Part 1、2、4** が試験流体である圧縮空気の消費量を示し、**Part 3**：真空充填試験が、真空ポンプの電力消費量を空気消費量に換算した値を示す。

エネルギー消費量が最も少ないのは、**Part 4:**簡易放出試験であり、エネルギー消費量が最も多いのは **Part 1:**インライン試験である。総じて、タンクを利用する代替試験は、**Part 1:** 流量法試験に比べて、1/10 から 1/100 のエネルギー消費量である。**Part 4:**ハイブリッド試験も、**Part 1:**流量法試験に比べて、1/4 から 1/10 のエネルギー消費量である。

第 8 章　古典的流量計算方法を包含する拡張表示式

空気圧関連で使用されているいくつかの機器や配管の流量計算方法及びその計算パラメータの試験方法を統合するのが本調査研究のおもな対象である。ここでは，流体の基本的な物理特性から誘導可能な流量計算式を列挙し，本研究で提示した統合化との関連について示す。

8.1 記号　8. で使用する主な記号を次に示す。

A：流路断面積　　b：臨界圧力比（チョーク流れ遷移点）
C：音速コンダクタンス（チョーク流量係数）　D：管径
h：外部からの比熱伝達　　i：比エンタルピ
K：固有浸透係数　　L：管長
m：質量流量　　p：絶対圧力
q：体積流量
R：ガス定数{空気の場合，R＝287.04 J/(kg・K)}
Re：レイノルズ数　　s：比エントロピー
T：絶対温度　　w：(平均) 流速
ζ：圧力損失係数　　κ：比熱比(空気の場合，κ＝7／5)
λ：管摩擦係数　　μ：粘性係数
π：円周率　　ρ：密度
添字 $_C$：チョーク状態における値
添字 $_0$：標準(参照)状態（293.15 ℃，101325 Pa，相対湿度 65 %）における値

8.2 定常流れのエネルギー分布

以降に示す流量計算式は，**図 1** のようないくつかの形態の流路内の通過エネルギーよって構成されている。流路の微小区間の界面でのエネルギーの収支は次の状態を扱っている。

$$\mathrm{d}i + w\mathrm{d}w - \varsigma w\mathrm{d}w + \delta h = 0$$

①　②　　③　④

① エンタルピ　i　　$i = C_p T$，C_p：定圧比熱で空気の場合 $i = (7/2) R T$

② 運動エネルギー　$w^2/2$　　流路拡大部直後では流れが乱れ圧力降下とエントロピーの増加を起こすが，整流部により乱れた流れを並進流れに戻すと，圧力損失の一部が圧力上昇として回復する。

③ 摩擦仕事　$\zeta w^2/2$　圧力降下を生じた後，エントロピーの増加を起こす。

④ 外部からの熱伝達　h　速い流れでは②に相当する分流れの温度が低下するので受熱する。

また，③が一時的に流体内に保存される場合には，次のような表現ができる。

$$\varsigma w dw = \mathrm{d}(Ts)$$

③　　⑤

非可逆的なエントロピー s の増加を伴う場合，⑤の存在によって流れの温度は降下するが，下流の乱れの少ない部分でエントロピー増加分がもとに戻るため温度が回復(上昇)する。

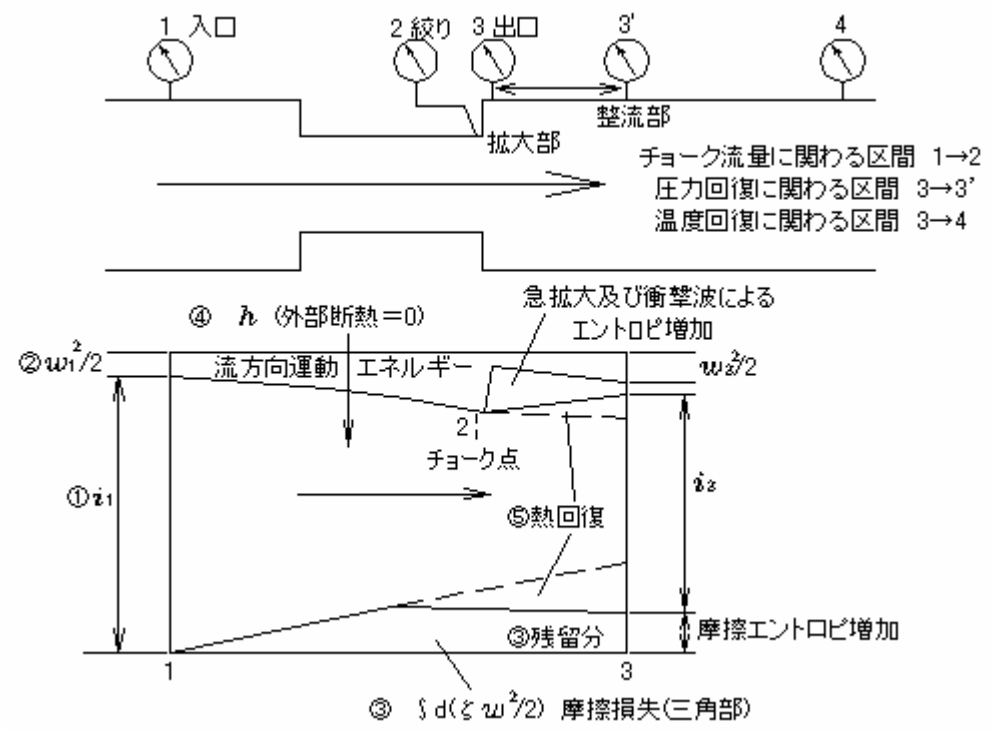


図１．流路内のエネルギー状態

8.3 流路入口と出口間のエネルギー式　（添字は入口$_1$，出口$_2$，下流$_3$ ）

出口で摩擦仕事によるエントロピー増加が保存される場合，流れの挙動に関わるエネルギー収支は次式で表される。

$$\frac{w_1^2}{2}+\frac{7}{2}RT_1-\zeta\frac{w_1^2}{2}+h=\frac{w_2^2}{2}+\frac{7}{2}RT_2 \qquad (1)$$

(1) 式を出口流速 w_2 について整理すると，

$$w_2=\sqrt{w_1^2(1-\zeta)+7R(T_1-T_2)+2h} \qquad (2)$$

また，チョーク状態では，出口流速 w_{c2} が，出口温度 T_{c2} における音速 c になるので，

$$w_2=c=\sqrt{\kappa RT} \qquad (3)$$

(2)式の T_2 に T_{c2} を代入すると(2)式＝(3)式になり，これから出口でチョーク状態になった場合の T_{c2} と w_{c2} を表すことができる。

$$w_{c2}=\sqrt{\{w_1^2(1-\zeta)+7RT_1+2h\}/6} \qquad (4)$$

8.4 無摩擦断熱流れ（例えば絞りの入口から咽の間）

$\zeta=0$，$h=0$ 及び完全ガスの断熱変化を表す $T_2=T_1(p_2/p_1)^{2/7}$ 式を(2)，(3)式に代入すると，出口圧力で出口流速を表すことができる。

(1) 出口流速

$$w_2=\sqrt{w_1^2+7RT_1\left\{1-\left(p_2/p_1\right)^{2/7}\right\}} \qquad (5)$$

$$w_{c2}=\sqrt{(w_1^2+7RT_1)/6} \qquad (6)$$

(2) 臨界圧力比 b

(5)式の p_2 に p_{c2} を代入すると(5)＝(6)，これから，臨界圧力比 b は，

$$b=\frac{p_{c2}}{p_1}=\left\{\frac{5}{6}\left(1+\frac{w_1^2}{7RT_1}\right)\right\}^{7/2} \qquad (7)$$

なお，(7)で入口流速 $w_1=0$ の場合には，$b=(5/6)^{7/2}=0.5283$。

8.5 無摩擦等温流れ

(2)式で $\zeta=0$，$T=$一定条件を与えると $h=w_2^2/2-w_1^2/2$。これを流れの微小区間について表すと $\delta h=-w\mathrm{d}w$。また，エンタルピの定義から $\mathrm{d}i=\delta h-\mathrm{d}p/\rho=-w\mathrm{d}w-RT\mathrm{d}p/p$。さらに等温変化では $\mathrm{d}i=0$。したがって，$w\mathrm{d}w=-RT\mathrm{d}p/p$。これを区間 1→2 で定積分すると，無摩擦等温流れの出口流速 w_2 は次式で表される。

$$w_2=\sqrt{2RT\log\left(p_1/p_2\right)+w_1^2} \qquad (8)$$

また，等温流れではチョーク状態の出口流速 w_{c2} は次式で表される。

$$w_{c2}=\sqrt{RT} \qquad (9)$$

(8)式の p_2 に出口チョーク圧力 p_{c2} を代入すると(8)式＝(9)式，これから，臨界圧力比 b は，

$$b=p_{c2}/p_1=\exp\left\{-\left(1-w_1^2/RT\right)/2\right\} \qquad (10)$$

さらに，$w_1=0$ と置くと，$b=\exp(-1/2)=0.6065$。

8.6 絞りの質量流量

(1) 無摩擦断熱流れ

(2)式の出口流速 w_2 を使って，無摩擦断熱流れの質量流量 m を求めると，次式が得られる。

$$m=A_2\rho_2w_2=A_2p_1\sqrt{(7/RT_1)\{(p_2/p_1)^{10/7}-(p_2/p_1)^{12/7}\}} \qquad (12)$$

チョーク流れでは，(12)式に $p_2=b\,p_1=(5/6)^{7/2}p_1$ を代入すると，次式が得られる。

$$m_c = A_2 \rho_{c2} w_{c2} = (5/6)^3 A_2 p_1 \sqrt{(\kappa / RT_1)} \qquad (13)$$

(2) 無摩擦等温流れ

無摩擦等温流れの場合，密度ρ$_2$はρ$_2$＝(A_2/R T)p_2 であり，流速w_2に，(8)式で入口速度w_1＝0 とした式を適用すると，(11)式は非チョーク流れの流量を表す。

$$m = A_2 p_2 \sqrt{2RT \log(p_1 / p_2)} \qquad (14)$$

チョーク流れに対しては，(14)式にp_2＝ b p_1＝e$^{-1/2}$ p_1を代入すると，次式が得られる。

$$m_c = A_2 p_1 / \sqrt{eRT} \qquad (15)$$

このような無摩擦等温流れは,実際には流路が外部から加熱されるような場合に発生し，空気圧システムでは存在しない。また，この流量特性は，無摩擦断熱流れの特性と類似するので，外部から熱を受ける絞りに対しても後述の **ISO** で規定された楕円近似が可能である。

入口圧力一定で(12), (14)式を，**ISO**で規定された(24)式の１／４楕円(p_1＝一定)を表す式で近似した場合，流量の最大近似差は 1%程度に止まる。

8.7 有効断面積による流量表示

有効断面積による流量計算では,実流量値から(13)式によりA_2を求め,有効断面積とし，また，臨界圧力比bを，b＝0.5 とした(12)式の近似式(p_1＝一定では楕円曲線)である次式で流量特性を表している。なお，この式の(12)式に対する最大偏差は約３％になる。

$$m = 2m_c \sqrt{(p_2/p_1)\{1-(p_2/p_1)\}} \qquad (16)$$

8.8 配管の流量

(1) 微少区間 dLの圧力降下 dpが次式（Darcy-Weisbach equation）で表されるものとする。

$$\mathrm{d}p = -\lambda \frac{\rho w^2}{2} \cdot \frac{\mathrm{d}L}{D}$$

この式を流量と圧力で表現すると,

$$\mathrm{d}p = -\frac{\lambda RTm^2}{2pDA^2} \mathrm{d}L \qquad (17)$$

(2) 管摩擦係数λ

(17)式のλは，流れの状態によって異なる。例えば,

・層流　　λ＝64／Re

・乱流　　λ＝0.0032＋0.221Re$^{-0.237}$,　Blasiusの式

(3) レイノルズ数Re

(17)式のレイノルズ数Reを標準参考状態の体積流量q_0で表すと次式になる。

$$Re = \frac{\rho D w}{\mu} = \frac{4}{\pi\mu}\cdot\frac{m}{D} = \frac{4p_0}{\pi\mu RT_0}\cdot\frac{q_0}{D}$$

μの圧力・温度による変化は小さく，20 ℃，dryの $\mu_{20} = 18.24\times10^{-6}$ Pa・sを代入すると，

$$Re_{20} = 69800\frac{m}{D} = 84060\frac{q_0}{D}$$

したがって，管径一定の場合，Re及びλは，管のどの位置でも一定になる。

(4) 乱流等温管流れの流量

長い管流れでは，摩擦仕事が熱として還流し，温度変化には関わらない。したがって，温度 Tを一定として，(17)式を区間１～２で pと Lについて積分し，質量流量 mについて整理すると，

$$m = Ap_1\sqrt{\frac{1}{\lambda(L/D)RT}\{1-(p_2/p_1)^2\}} \qquad (18)$$

したがって，p_1＝一定の場合，乱流等温管流れの流量特性曲線は，b＝0 の楕円になる。実際は，流れ方向の運動エネルギーの増加による温度降下が発生し，等温とした仮定と矛盾するので，計算式中で温度降下を考慮する必要があるが，一般には数値計算によらないと解けない。

しかし気体の場合，圧力降下すなわち温度降下は管の出口に集中するので，出口チョーク時に管出口の微小区間のみが断熱流れになるものと仮定すると，(13)式より次の出口チョーク流量を与えることができる(p_{c2}は，出口チョーク部直前の上流圧力)。

$$m_c = A\rho_{c2}w_{c2} = (5/6)^3 Ap_{c2}\sqrt{(\kappa/RT)} \qquad (19)$$

(18)式の p_2に p_{c2}を入れると(18)式＝(19)式。これから p_{C2}／p_1を求め，さらに出口チョーク微小区間をオリフィスと見なした場合の局部臨界圧力比 $b_2 = (5/6)^{7/2} = 0.5283$を適用して全体の臨界圧力比 bを求めると，

$$b = b_2\frac{p_{c2}}{p_1} = \frac{(5/6)^{7/2}}{\sqrt{1+(5/6)^6\kappa\lambda(L/D)}} \qquad (20)$$

すなわち，このような仮定下では，bはλ L／Dによって決まる。λは Re の関数であるが，乱流域での変化は小さいので，乱流域での相似管の bは一定になる。

なお，多数の機器を直列接続した流路においても，各部で発生するエントロピー増加は内部で温度上昇として回復し等温変化に近づくため，配管の(18)式と同様な流量特性を示す。

(5) 層流等温管流れの流量

λ＝64／Reを，(17)式に代入すると，

$$dp = -\frac{8\pi\mu RTm}{pA^2}dL$$

温度 Tを一定として，区間１～２で pと Lについて積分し，質量流量 mを求めると，

$$m = \frac{A^2}{16\pi\mu LRT} p_1^2 \{1-(p_2/p_1)^2\} \qquad (21)$$

したがって，p_1＝一定の場合，層流等温管流れの流量特性はp＝0 を軸とする放物線になる。

8.9 フィルタ・エレメント内の流れ

新版油空圧便覧「4.2 多孔物質を通る流れ」に示された Darcy の法則によれば，多孔質中の一次元流れの体積流量 q は，次式で表される（油圧のため，ろ材内部では層流と推定される）。

$$q = \frac{A_e K}{\mu} \cdot \frac{\mathrm{d}p}{\mathrm{d}L}$$

ただし，Ae：フィルタ全表面積，K：固有浸透係数

この式をガス体の等温流れの質量流量で表すと，次式が得られる。

$$m = \frac{A_e K}{2\mu LRT} p_1^2 \{1-(p_2/p_1)^2\} \qquad (22)$$

したがって，層流管流れの(21)式同様，多孔質の流量特性はp_2＝0 を軸とする放物線になる。

8.10 流量特性の統合化計算式

図２に計算による各種流量特性の比較を示すが，本調査研究ではこれらの統一流量計算式として次の式を提案・推奨している。

$$q \propto \left[1-\left\{\frac{(p_2/p_1)-b}{1-b}\right\}^n\right]^m \qquad (32)$$

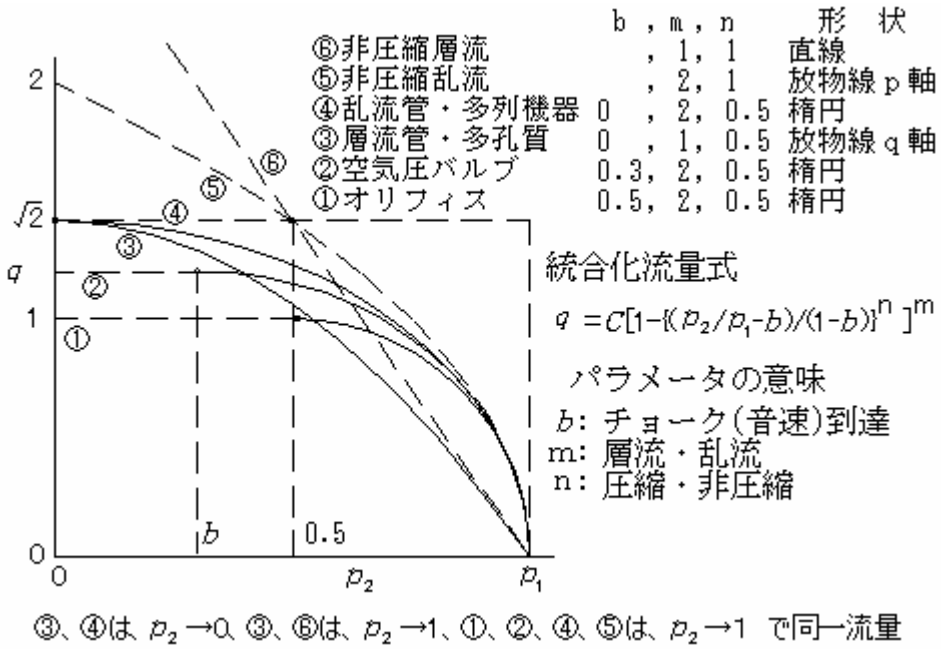


図２．流量特性の比較

8.で誘導した計算式と(32)式を比較すると，パラメータm，nは次のような値になる。

乱流　空気　$n=2$，$m=0.5$，$b=0\sim0.6$

$b=0$　　長い管及び多数の機器の直列接続
外部断熱・内部等温流れ

$b=0.3$　単独の空気圧用電磁弁の実験結果
チョーク部前後で圧力降下のある流れ

$b=0.53$　熱伝達の小さい絞り
無摩擦・内外部共断熱流れ

$b=0.61$　熱伝達で流れが等温化した絞りの流れ

層流　空気　$n=2$，$m=1$，　$b=0$　(内部圧力降下の大きい場合)

乱流　液体　$n=1$，$m=0.5$，$b=0$

層流　液体　$n=1$，$m=1$，　$b=0$

ISO 6358:1989 で規定された流量式は楕円曲線で流量特性を表しているが，流路のチョーク部分の上流で中庸な圧力降下がある場合には，チョーク発生近傍の圧力－流量特性の曲率が小さくなり，楕円からのかい離が大きくなる。この点は **ISO** の中でも記述されているが，この統合化計算式では，パラメータmがこの補正を可能にしている。

第 9 章　外部発表文献

本委員会における調査研究に関連して、平成１５年度に外部へ発表した論文および報文を一覧する。

(1)Oneyama,Zhang,Senoo,Kuroshita:Study and Suggestions on Flow-rate Characteristics of Pneumatic Components, Proceedings of the Fourth International Symposium on Power Transmission and Control,Wuhan,China,2003 April.
(2)Zhang,Senoo, Oneyama:Study on Measurement Method of Flow-rate Characteristics of Pneumatic Component using Discharge Method, Proceedings of the Fourth International Symposium on Power Transmission and Control,Wuhan,China,2003 April.
(3)黒下、田代、黒下：空気圧機器の流量特性の試験方法（ISO 6358）の改善案、平成 15 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集（2003 年 5 月)、pp.89/91.
(4) 黒下、田代、黒下：充填法による大気放出空気圧機器の流量特性の測定、平成 15 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集（2003 年 5 月)、pp.92/94.
(5)寺島、最上、小根山：空気圧機器の流量特性評価法について（可変絞りをもつ機器の流量特性)、平成 15 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集（2003 年 5 月)、pp.95/97.
(6) 周、妹尾、張、小根山：空気圧用配管の流量特性に関する研究、平成 15 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集（2003 年 5 月)、pp.98/100.
(7)藤、孟、張、小根山：空気圧機器の合成流量特性に関する研究、平成 15 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集（2003 年 5 月)、pp.101/103.
(8)王、蔡、仙石、香川：空気圧小口径接続機器の流量特性の試験及び考察、平成 15 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集（2003 年 5 月)、pp.104/106.
(9)Oneyama,Takahashi,Terashima,Kuroshita,Kagawa:Study and Suggestions on Flow-rate Characteristics of Pneumatic Components, Proceedings of the Seventh Triennial International Symposium on Fluid Control,Measurement and Visualization,Sorrento,Italy,2003 August.
(10) Kurosita,Akashi,Takahashi,Oneyama:Study on Test Methods of Flow Characteristics of Pneumatic Components Exhausting Directly to Atmosphere, Proceedings of the Seventh Triennial International Symposium on Fluid Control,Measurement and Visualization,Sorrento,Italy,2003 August.
(11) Kagawa,Wang,Ishii,Terashima,Morozumi,Mogami,Oneyama：Ｄｅｔｅｒｍｉｎａｔｉｏｎ of Flow Rate Characteristics of Small Pneumatic Valves Using Isothermal Chamber by Pressure Response：Proceedings of the Seventh Triennial International Symposium on Fluid Control,Measurement and Visualization,Sorrento,Italy,2003 August.
(12) 黒下、田代、黒下：充填法による大気放出空気圧機器の流量特性の測定(続報)、平成 15 年秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集（2003 年 11 月)、pp.96/98.

(13) 寺島、最上、小根山：空気圧機器の流量特性評価法について（第 2 報　可変開口をもつ機器の流量特性)、平成 15 年秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集（2003 年 11 月)、pp.99/101.
(14) 妹尾、張、小根山：空気圧機器の流量特性に関する研究、平成 15 年秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集（2003 年 11 月)、pp.105/107.
(15) 孟、張、小根山：空気圧機器の合成流量特性に関する研究（第 2 報)、平成 15 年秋季フルードパワーシステム講演会講演論文集（2003 年 11 月)、pp.108/110.
(16) 小根山：連載　空気圧機器の流量特性の表示方法と試験方法についての新提案－現状と課題、とくに特性表示方法の新提案、油空圧技術、42 巻 7 号（2003 年 7 月)、pp.64/69.
(17)黒下：連載　空気圧機器の流量特性の表示方法と試験方法についての新提案－第 2 回－サイレンサなどの特性と大気放出試験法、油空圧技術、42 巻 8 号(2003 年 8 月)、pp.56/64.
(18)寺島：連載　空気圧機器の流量特性の表示方法と試験方法についての新提案－第 3 回－可変開口をもつ速度制御弁の流量特性、油空圧技術、42 巻 9 号(2003 年 9 月)、pp.47/53.
(19)香川、蔡：連載　空気圧機器の流量特性の表示方法と試験方法についての新提案－第 4 回－小型空気圧機器の流量特性の試験法・表示法、油空圧技術、42 巻 10 号（2003 年 10 月)、pp.57/60.
(20) 黒下：連載　空気圧機器の流量特性の表示方法と試験方法についての新提案－第 5 回－代替試験方法(1)真空充填法、油空圧技術、42 巻 12 号（2003 年 11 月)、pp.39/43.
(21) 香川、蔡：連載　空気圧機器の流量特性の表示方法と試験方法についての新提案－第 6 回－代替試験方法(2)等温化放出法、油空圧技術、42 巻 13 号（2003 年 12 月)、pp.58/64.
(22) 小根山：連載　空気圧機器の流量特性の表示方法と試験方法についての新提案－最終回－ISO の舞台へ、油空圧技術、43 巻 1 号（2004 年 1 月)、pp.43/49.
(23) 小根山：ISO/TC131 国際会議報告－SC5/WG3（空気圧制御機器)、フルードパワー、18 巻 1 号（2004 年 1 月)、pp.47/49.

おわりに

空気圧機器の特性表示法は空気圧システムの設計において重要である。

今日空気圧システムは多くの産業で用いられ、その特性も厳しく評価されている。特に環境に対しての特性すなわち消費流量特性、騒音特性などが問題とされている。パソコン、携帯電話で代表される電子産業の組みたてでは従来のサイズの空気圧機器に比べ小型のアクチュエータや電磁弁が多く利用され、他の駆動要素との競合となる。電動アクチュエータの進歩も著しく、多点位置決めや高頻度駆動などを得意としている。一方空気圧アクチュエータは二点間の駆動を得意とし、ランニングコストはともかく、初期費用において優位性がある。

本研究委員会では静的な流量特性について、多くの調査研究が行われた。
流量特性を求める方法論とそのモデル化に分類される。流量特性の求める部分では ISO の逐一の流量を計測し、求めることに対して、圧力の応答から決定する方法を検討している。等温化圧力容器から放出させて特性を決める方法と真空に近く圧力を下げ、大気から充填し、圧力応答波形から求めるものであり、それぞれ特長を有している。また流量特性のモデルの精度を上げた、拡張表示法が提案された。

なお、２カ年にわたる本調査研究では、まだ解決すべき課題は残されているものの、本年度における最大の成果は、ISO 6358（空気圧－圧縮流体用機器－流量特性の試験方法）の改正原案として、日本発の規格が具体的に検討される動きがでてきたことである。

最後に、本研究の機会を与えていただいた経済産業省及び社団法人日本機会工業連合会ならびに参加された日本フルードパワー工業会会員企業の各委員に深謝します。

この事業は、オートレースの補助金を受けて実施したものです。

非　売　品
禁 無 断 転 載

平 成 １５　年 度

空気圧機器の特性表示方法と試験方法の規格化に関する調査研究報告書

発　行　平成１６年３月

発行所　社団法人 日 本 機 械 工 業 連 合 会
〒105-0011
東京都港区芝公園三丁目５番８号
（機械振興会館）
電　話　03-3434-5384

社団法人 日 本 フルードパワー工業会
〒105-0011
東京都港区芝公園三丁目５番８号
（機械振興会館）
電　話　03-3433-5391

日機連15標準化－1

平成15年度 空気圧機器の特性表示方法と試験方法の規格化に関する調査研究報告書

平成16年3月

社団法人 日本機械工業連合会
社団法人 日本フルードパワー工業会